



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ENERGETICKÝ ÚSTAV

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
ENERGY INSTITUTE

ROŠTOVÝ KOTEL S PŘIROZENOU CIRKULACÍ NA SPALOVÁNÍ SMĚSI DŘEVA A HNĚDÉHO UHLÍ

GRATE BOILER FOR WOOD CHIPS AND COAL COMBUSTION

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. LADISLAV LAUŠ

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

Ing. MARTIN LISÝ, Ph.D.

BRNO 2015

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Energetický ústav

Akademický rok: 2014/2015

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Ladislav Lauš

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Energetické inženýrství (2301T035)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Roštový kotel s přirozenou cirkulací na spalování směsi dřeva a hnědého uhlí

v anglickém jazyce:

Grate Boiler for Wood Chips and Coal Combustion

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Hlavním obsahem práce je seznámení se s problematikou spoluspalování dřeva a hnědého uhlí a návrh parního kotle spalujícího směs dřeva a uhlí.

Parametry kotle: výkon kotle 50 t/h, tlak přehřáté páry 7,5 MPa, teplota přehřáté páry 480 °C, teplota napájecí vody 105°C

Hmotnostní poměr mísení: 30% dřevo, 70% uhlí

složení čistého dřeva: $Q_{ir} = 8,8$ MJ/kg ložení hnědého uhlí: $Q_{ir} = 14,0$ MJ/kg

$Cr = 26,69$ %

$Cr = 35,52$ %

$Nr = 0,18$ %

$Nr = 0,45$ %

$Sr = 0,02$ %

$Sr = 0,79$ %

$Ar = 1$ %

$Ar = 20,52$ %

$Hr = 3,4$ %

$Hr = 2,99$ %

$Or = 23,71$ %

$Or = 11,73$ %

$W = 45$ %

$W = 28$ %

Clr max. 0,02 %

Cíle diplomové práce:

Návrh roštového parního kotle s přirozenou cirkulací na spalování směsi dřeva a hnědého uhlí, včetně tepelného výpočtu a dimenzování výhřevných ploch

Seznam odborné literatury:

Černý, V.: Parní kotle, SNTL 1983

Budaj: Tepelný výpočet kotle, VUT Brno 1983

Baláš, M.: Kotle a výměníky tepla, Brno 2009, ISBN 978-80-214-3955-9

Dlouhý, T.: Výpočty kotlů a spalinových výměníků, ČVUT v Praze, 2007, ISBN 978-80-01-03757-7

Vedoucí diplomové práce: Ing. Martin Lisý, Ph.D.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2014/2015.

V Brně, dne 19.11.2014

L.S.

doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.
Ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
Děkan fakulty

Abstrakt

Práce se zabývá konstrukčním a výpočtovým návrhem kotle na spalování dřeva a hnědého uhlí v poměru (30/70-uhlí), o výkonu 50 t/h, parametry výstupní páry $p=7,5$ MPa, $t=480$ °C a teplotou napájecí vody 105 °C. Jedná se o kotel s přirozenou cirkulací vody výparnými plochami. V návrhu jsou nejdříve provedeny stechiometrické výpočty a entalpické výpočty vzduchu a spalin. Dále je vypočítána tepelná bilance, ztráty kotle a stanovena tepelná účinnost. Následuje návrh spalovací komory a určí se rozměry tahů. V poslední části se kontroluje celková tepelná bilance. Součástí práce je výkresová dokumentace parního kotle.

Klíčová slova

parní kotel, dřevo, hnědé uhlí, rošt, přehřívák, výparník

Abstract

The work deals with the constructional and calculation design of the boiler for burning wood and combustion coal in scale (30/70-coal), in load 50 t/h, parameters of steam output $p=7,5$ MPa, $t=480$ °C and a temperature of feed water 105 °C. It is a boiler with natural water circulation by evaporation surfaces. In proposal first steichiometric calculations and enthalpic calculations of air and flue gas are performed. Then it is calculated heat balance, the boiler losses and the thermal efficiency is determined. After designing the combustion chamber and dimensions of pulls are determined. In last chapter the overall energy balance are checked. Drawing documentation of steam boiler is a part of the work.

Key words

steam boiler, wood, combustion coal, grate, super heater, evaporator

Bibliografická citace

LAUŠ, L. *Roštový kotel s přirozenou cirkulací na spalování směsi dřeva a hnědého uhlí*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 113 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Martin Lisý, Ph.D..

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem svoji diplomovou práci na téma „Roštový kotel s přirozenou cirkulací na spalování směsi dřeva a hnědého uhlí“ vypracoval samostatně za pomoci vedoucího diplomové práce Ing. Martina Lisého, Ph.D. a odborného konzultanta Ing. Pavla Křemínského a uvedl jsem veškerou použitou literaturu v příloženém seznamu.

Jméno a příjmení: Ladislav Lauš

Podpis:

Datum: 13. 5. 2015

Poděkování

Chci poděkovat všem, kteří mi byli při vypracování mé diplomové práce nápomocní. Děkuji obzvláště vedoucímu mé diplomové práce Ing. Martinu Lisému Ph.D. a Ing. Pavlu Křemínskému za odborné vedení, cenné rady a užitečné připomínky při vypracování práce.

Obsah

1	Úvod	13
2	Složení paliva	14
3	Stechiometrické výpočty	15
3.1	Minimální objemy vzduchu a spalin z prvkového rozboru paliva.....	15
3.2	Součinitel přebytku vzduchu a skutečné objemy vzduchu a spalin.....	16
3.3	Entalpie vzduchu a produktů spalování	16
4	Tepelná bilance kotle.....	19
4.1	Teplo přivedené do kotle na 1 kg paliva.....	19
4.2	Ztráty kotle a tepelná účinnost.....	19
4.2.1	Ztráta hořlavinou ve spalinách (ztráta chemickým nedopalem).....	20
4.2.2	Ztráta hořlavinou v tuhých zbytcích (ztráta mechanickým nedopalem)	20
4.2.3	Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků.....	20
4.2.4	Ztráta sdílením tepla do okolí.....	20
4.2.5	Ztráta citelným teplem spalin (komínová ztráta).....	21
4.2.6	Tepelná účinnost kotle.....	21
4.3	Výrobní teplo páry a množství paliva.....	21
5	Spalovací komora	22
5.1	Volba základních rozměrů spalovací komory	22
5.2	Tepelný výpočet ohniště	24
6	Teplosměnné plochy.....	28
6.1	Přehřívák 3	28
6.2	Přehřívák 2	28
6.3	Přehřívák 1	29
6.4	Závěsné trubky.....	30
6.5	Výparník	31
6.6	Ekonomizér.....	31
6.7	Celkové potřebné teplo	32
6.8	Pilový diagram	33
7	Mříž	34
7.1	Součinitel přestupu tepla.....	35
7.2	Součinitel prostupu tepla	37
7.3	Teplo odebrané spalinám mříží.....	37
7.4	Výsledná teplota spalin na výstupu z mříže.....	38
8	Druhý tah	39
8.1	Součinitel přestupu tepla.....	40
8.2	Součinitel prostupu tepla	42

8.3	Teplo odebrané spalinám druhým tahem	42
8.4	Výsledná teplota spalin na výstupu z druhého tahu	43
9	Návrh hloubky třetího tahu	44
10	Výsypka mezi druhým a třetím tahem	45
10.1	Membránové stěny.....	46
10.1.1	Součinitel přestupu tepla.....	46
10.1.2	Součinitel prostupu tepla.....	47
10.1.3	Teplo odebrané spalinám membránovou stěnou ve výsypce.....	48
10.2	Závěsné trubky.....	48
10.2.1	Součinitel přestupu tepla ze strany páry	49
10.2.2	Součinitel přestupu tepla ze strany spalin	50
10.2.3	Součinitel prostupu tepla pro závěsné trubky	52
10.2.4	Skutečné teplo odebrané spalinám závěsnými trubkami	52
10.3	Výsledná teplota spalin na výstupu z výsypky	52
11	Výpočet třetího tahu – část první	53
11.1	Přehřívák 3.....	53
11.1.1	Součinitel přestupu tepla ze strany páry	54
11.1.2	Součinitel přestupu tepla ze strany spalin	55
11.1.3	Součinitel prostupu tepla pro přehřívák 3	57
11.1.4	Skutečné teplo odebrané spalinám přehřívákem 3.....	57
11.2	Membránové stěny.....	58
11.2.1	Součinitel přestupu tepla.....	58
11.2.2	Součinitel prostupu tepla.....	59
11.2.3	Teplo odebrané spalinám membránovou stěnou v přehříváku 3	59
11.3	Závěsné trubky.....	60
11.3.1	Součinitel přestupu tepla ze strany páry	60
11.3.2	Součinitel přestupu tepla ze strany spalin	61
11.3.3	Součinitel prostupu tepla pro závěsné trubky	62
11.3.4	Skutečné teplo odebrané spalinám závěsnými trubkami	62
11.4	Výsledná teplota spalin na výstupu z přehříváku 3	62
12	Výpočet třetího tahu – část druhá	63
12.1	Přehřívák 2.....	63
12.1.1	Součinitel přestupu tepla ze strany páry	64
12.1.2	Součinitel přestupu tepla ze strany spalin	65
12.1.3	Součinitel prostupu tepla pro přehřívák 2	67
12.1.4	Skutečné teplo odebrané spalinám přehřívákem 2.....	67
12.2	Membránové stěny.....	68

12.2.1	Součinitel přestupu tepla	68
12.2.2	Součinitel prostupu tepla	69
12.2.3	Teplo odebrané spalinám membránovou stěnou v přehříváku 2.....	69
12.3	Závěsné trubky	70
12.3.1	Součinitel přestupu tepla ze strany páry	70
12.3.2	Součinitel přestupu tepla ze strany spalin.....	70
12.3.3	Součinitel prostupu tepla pro závěsné trubky.....	71
12.3.4	Skutečné teplo odebrané spalinám závěsnými trubkami.....	71
12.4	Výsledná teplota spalin na výstupu z přehříváku 2.....	72
13	Výpočet třetího tahu – část třetí.....	73
13.1	Přehřívák 1e.....	73
13.1.1	Součinitel přestupu tepla ze strany páry	74
13.1.2	Součinitel přestupu tepla ze strany spalin.....	75
13.1.3	Součinitel prostupu tepla pro přehřívák 1e.....	77
13.1.4	Skutečné teplo odebrané spalinám přehřívákem 1e	77
13.2	Membránové stěny	78
13.2.1	Součinitel přestupu tepla	78
13.2.2	Součinitel prostupu tepla	79
13.2.3	Teplo odebrané spalinám membránovou stěnou v přehříváku 1e.....	79
13.3	Závěsné trubky	80
13.3.1	Součinitel přestupu tepla ze strany páry	80
13.3.2	Součinitel přestupu tepla ze strany spalin.....	80
13.3.3	Součinitel prostupu tepla pro závěsné trubky.....	81
13.3.4	Skutečné teplo odebrané spalinám závěsnými trubkami.....	81
13.4	Výsledná teplota spalin na výstupu z přehříváku 1e.....	82
14	Návrh hloubky čtvrtého a pátého tahu.....	83
15	Výpočet čtvrtého a pátého tahu – část první.....	84
15.1	Přehřívák 1	84
15.1.1	Součinitel přestupu tepla ze strany páry	85
15.1.2	Součinitel přestupu tepla ze strany spalin.....	86
15.1.3	Součinitel prostupu tepla pro přehřívák 1	88
15.1.4	Skutečné teplo odebrané spalinám přehřívákem 1	88
15.2	Výsledná teplota spalin na výstupu z přehříváku 1.....	89
16	Výpočet čtvrtého a pátého tahu – část druhá.....	90
16.1	Ekonomizér	90
16.1.1	Součinitel přestupu tepla ze strany spalin.....	91
16.1.2	Součinitel prostupu tepla pro ekonomizér	93

16.1.3	Skutečné teplo odebrané spalinám ekonomizérem	93
16.2	Výsledná teplota spalin na výstupu z ekonomizéru.....	94
17	Výpočet čtvrtého a pátého tahu – část třetí	95
17.1	Ohřívač vzduchu.....	95
17.1.1	Součinitel přestupu tepla ze strany spalin	96
17.1.2	Součinitel přestupu tepla ze strany vzduchu	98
17.1.3	Součinitel prostupu tepla pro ohřívač vzduchu.....	99
17.1.4	Skutečné teplo odebrané spalinám ohřívačem vzduchu	99
17.2	Výsledná teplota spalin na výstupu z ohřívače vzduchu.....	100
18	Kontrola tepelné bilance	101
19	Technický popis kotle	102
20	Závěr	103
21	Seznam použitých zdrojů	104
22	Seznam použitých zkratk a symbolů	105
23	Seznam obrázků	111
24	Seznam tabulek	112
25	Seznam příloh	113

1 Úvod

Existuje mnoho důvodů, proč se navrhuje kotle pro spalování biomasy s uhlím. Ať už jde o tlak ze strany Evropské unie na členské země ve zvyšování podílu výroby elektrické energie z obnovitelných zdrojů, nebo určité výhody při spalování, které plynou z prvkového složení samotné biomasy.

Spalování obnovitelného zdroje ve formě biomasy přináší pro výrobce elektřiny a tepla i finanční podporu ze strany státu. Podpora je rozdělena určitým poměrem mezi všechny druhy obnovitelných zdrojů. V České republice není v současné době příliš příznivá situace z hlediska výše podpory pro teplárny, kde dochází ke spalování biomasy s uhlím. Ke konkrétnímu snížení podpory došlo 1. ledna 2013, kdy se změnila legislativa. Kvůli této změně se spalování biomasy muselo pozastavit v několika provozech. Jednalo se o Krnov, Olomouc, Přerov a Frýdek-Místek [4].

Samotné spalování biomasy s uhlím má menší negativní dopad na životní prostředí. Dochází ke snížení emisí CO_2 , jelikož má biomasa nízký obsah síry a organického dusíku. Pozitivem u biomasy je i nízký obsah popele a vyšší obsah prchavé hořlaviny, tyto vlastnosti snižují ztrátu mechanickým nedopalem. Jedna z největších výhod spočívá v tom, že biomasa je obnovitelný zdroj [5], [6].

Cílem diplomové práce je navrhnout roštový parní kotel s přirozenou cirkulací na spalování směsi dřeva a hnědého uhlí, včetně tepelného výpočtu a dimenzování výhřevných ploch.

2 Složení paliva

Složení nového paliva se stanoví ze zadaného poměru mísení 30/70-dřevo/uhlí. V následujících výpočtech kotle se počítá s tímto vzorkem.

Q_i^r	8,8	[MJ/kg]
C^r	26,69	[%]
N^r	0,18	[%]
S^r	0,02	[%]
A^r	1	[%]
H^r	3,4	[%]
O^r	23,71	[%]
W	45	[%]
Cl^r	max. 0,02	[%]

Tab. 2.1: Složení čistého dřeva

Q_i^r	14	[MJ/kg]
C^r	35,52	[%]
N^r	0,45	[%]
S^r	0,79	[%]
A^r	20,52	[%]
H^r	2,99	[%]
O^r	11,73	[%]
W	28	[%]
Cl^r	0	[%]

Tab. 2.2: Složení hnědého uhlí

Q_i^r	12,44	[MJ/kg]
C^r	32,871	[%]
N^r	0,369	[%]
S^r	0,559	[%]
A^r	14,664	[%]
H^r	3,113	[%]
O^r	15,324	[%]
W	33,1	[%]
Cl^r	max. 0,006	[%]

Tab. 2.3: Složení nového paliva

Q_i^r	výhřevnost paliva	[kJ/kg]
C^r	obsah uhlíku v palivu	[%]
N^r	obsah dusíku v palivu	[%]
S^r	obsah síry v palivu	[%]
A^r	obsah popela v palivu	[%]
H^r	obsah vodíku v palivu	[%]
O^r	obsah kyslíku v palivu	[%]
W	obsah vody v palivu	[%]
Cl^r	obsah chloru v palivu	[%]

3 Stechiometrické výpočty

Stechiometrické výpočty slouží k získání objemu vzduchu pro spálení jednotkového množství paliva (1 kg). Vypočte se objem spalin, který vznikne při spálení paliva. Uvažuje se prostředí za normálních podmínek, to znamená při teplotě 0 °C a tlaku 0,101 MPa.

Výpočet prováděn dle [1] a [2].

3.1 Minimální objemy vzduchu a spalin z prvkového rozboru paliva

Minimální množství kyslíku ke spálení 1 kg paliva

$$O_{O_2 \min} = \frac{22,39}{100} \cdot \left(\frac{C^r}{12,01} + \frac{H_2^r}{4,032} + \frac{S^r}{32,06} + \frac{O_2^r}{32} \right) \quad (3-1)$$
$$O_{O_2 \min} = \frac{22,39}{100} \cdot \left(\frac{32,871}{12,01} + \frac{3,113}{4,032} + \frac{0,559}{32,06} + \frac{15,324}{32} \right) = 0,6823 Nm^3 / kg$$

Minimální množství suchého vzduchu ke spálení 1 kg paliva

$$O_{VZ \min}^S = \frac{100}{21} \cdot O_{O_2 \min} = \frac{100}{21} \cdot 0,6823 = 3,2446 Nm^3 / kg \quad (3-2)$$

Minimální množství vlhkého vzduchu ke spálení 1 kg paliva

Za normálních podmínek okolního prostředí se rovná $f=1,0168$, to odpovídá relativní vlhkosti 70 % a teplotě 20 °C [1].

$$O_{VZ \min}^V = f \cdot O_{VZ \min}^S = 1,0168 \cdot 3,2446 = 3,2991 Nm^3 / kg \quad (3-3)$$

Minimální objem vodní páry ve spalovacím vzduchu ke spálení 1 kg paliva

$$O_{H_2O \min}^V = O_{VZ \min}^V - O_{VZ \min}^S = 3,2991 - 3,2446 = 0,0545 Nm^3 / kg \quad (3-4)$$

Objem CO₂ ve spalinách

$$O_{CO_2} = \frac{22,26}{100} \cdot \frac{C^r}{12,01} + 0,0003 \cdot O_{VZ \min}^S \quad (3-5)$$
$$O_{CO_2} = \frac{22,26}{100} \cdot \frac{32,871}{12,01} + 0,0003 \cdot 3,2446 = 0,6102 Nm^3 / kg$$

Objem SO₂ ve spalinách

$$O_{SO_2} = \frac{21,89}{100} \cdot \frac{S^r}{32,06} = \frac{21,89}{100} \cdot \frac{0,559}{32,06} = 0,0038 Nm^3 / kg \quad (3-6)$$

Objem dusíku ve spalinách

$$O_{N_2} = \frac{22,4}{100} \cdot \frac{N^r}{28,016} + 0,7805 \cdot O_{VZ \min}^S \quad (3-7)$$
$$O_{N_2} = \frac{22,4}{100} \cdot \frac{0,369}{28,016} + 0,7805 \cdot 3,2446 = 2,5353 Nm^3 / kg$$

Objem argonu ve spalinách

$$O_{Ar} = 0,0092 \cdot O_{VZ \min}^S = 0,0092 \cdot 3,2446 = 0,0299 Nm^3 / kg \quad (3-8)$$

Minimální objem vodní páry ve spalinách

$$O_{H_2O \min}^S = \frac{44,8}{100} \cdot \frac{H_2^r}{4,032} + \frac{22,4}{100} \cdot \frac{W^r}{18,016} + O_{H_2O \min}^V \quad (3-9)$$

$$O_{H_2O \min}^S = \frac{44,8}{100} \cdot \frac{3,113}{4,032} + \frac{22,4}{100} \cdot \frac{33,1}{18,016} + 3,2446 = 0,812 \text{ Nm}^3 / \text{kg}$$

Minimální množství suchých spalin

$$O_{SP \min}^S = O_{CO_2} + O_{SO_2} + O_{N_2} + O_{Ar} \quad (3-10)$$

$$O_{SP \min}^S = 0,6102 + 0,0038 + 2,5353 + 0,0299 = 3,1792 \text{ Nm}^3 / \text{kg}$$

Minimální množství vlhkých spalin

$$O_{SP \min}^V = O_{SP \min}^S + O_{H_2O \min}^S = 3,1792 + 0,812 = 3,9912 \text{ Nm}^3 / \text{kg} \quad (3-11)$$

3.2 Součinitel přebytku vzduchu a skutečné objemy vzduchu a spalin

Při běžném spalování nedochází k dokonalému promísení a spálení na konečné produkty za pomoci minimálního množství vzduchu. Musí se zvolit součinitel přebytku vzduchu. Po odborné konzultaci je zvolen součinitel přebytku vzduchu $\alpha=1,3$. Neuvažuje se žádné další přísávání falešného vzduchu.

Skutečné množství suchého vzduchu ke spálení 1 kg paliva

$$O_{VZ}^S = \alpha \cdot O_{VZ \min}^S = 1,3 \cdot 3,2446 = 4,2179 \text{ Nm}^3 / \text{kg} \quad (3-12)$$

Skutečné množství vlhkého vzduchu ke spálení 1 kg paliva

$$O_{VZ}^V = f \cdot O_{VZ}^S = 1,0168 \cdot 4,2179 = 4,2888 \text{ Nm}^3 / \text{kg} \quad (3-13)$$

Skutečné množství suchých spalin

$$O_{SP}^S = O_{SP \min}^S + (\alpha - 1) \cdot O_{VZ \min}^S = 3,1792 + (1,3 - 1) \cdot 3,2446 = 4,1525 \text{ Nm}^3 / \text{kg} \quad (3-14)$$

Skutečné množství vlhkých spalin

$$O_{SP}^V = O_{SP \min}^V + (\alpha - 1) \cdot O_{VZ \min}^V = 3,9912 + (1,3 - 1) \cdot 3,2991 = 4,9809 \text{ Nm}^3 / \text{kg} \quad (3-15)$$

3.3 Entalpie vzduchu a produktů spalování

Entalpie minimálního objemu suchých spalin pro $t=100 \text{ }^\circ\text{C}$

$$I_{SP \min}^t = O_{CO_2} \cdot i_{CO_2}^t + O_{SO_2} \cdot i_{SO_2}^t + O_{N_2} \cdot i_{N_2}^t + O_{H_2O \min}^S \cdot i_{H_2O}^t + O_{Ar} \cdot i_{Ar}^t$$

$$I_{SP \min}^t = 0,6102 \cdot 170 + 0,0038 \cdot 191,2 + 2,5353 \cdot 129,5 + 0,812 \cdot 150,6 + 0,0299 \cdot 93,07 \quad (3-16)$$

$$I_{SP \min}^t = 557,85 \text{ kJ} / \text{kg}$$

Entalpie minimálního množství vlhkého vzduchu pro $t=100 \text{ }^\circ\text{C}$

$$I_{VZ \min}^t = O_{VZ \min}^S \cdot i_{VZ}^t + O_{H_2O \min}^V \cdot i_{H_2O}^t = 3,2446 \cdot 132,3 + 0,0545 \cdot 150,6 = 437,46 \text{ kJ} / \text{kg} \quad (3-17)$$

Kde: i_{XX}^t - měrná entalpie složek spalin [kJ/Nm^3], viz Tab. 3.1

Entalpie popílku I_p ve spalinách se neuvažuje, protože procento popelovin v palivu nespĺňuje danou nerovnost [1].

$$A^r > \frac{6 \cdot Q_i^r}{41,8 \cdot X_p} \quad (3-18)$$

$$14,664 > \left(\frac{6 \cdot 12440}{41,8 \cdot 50} = 35,7129 \right) \Rightarrow \text{nevyhovuje}$$

Kde: X_p – procento popílku v úletu, voleno dle odborné konzultace 50 %

Entalpie spalin při spalování s přebytkem vzduchu $\alpha=1,3$, $t=100$ °C

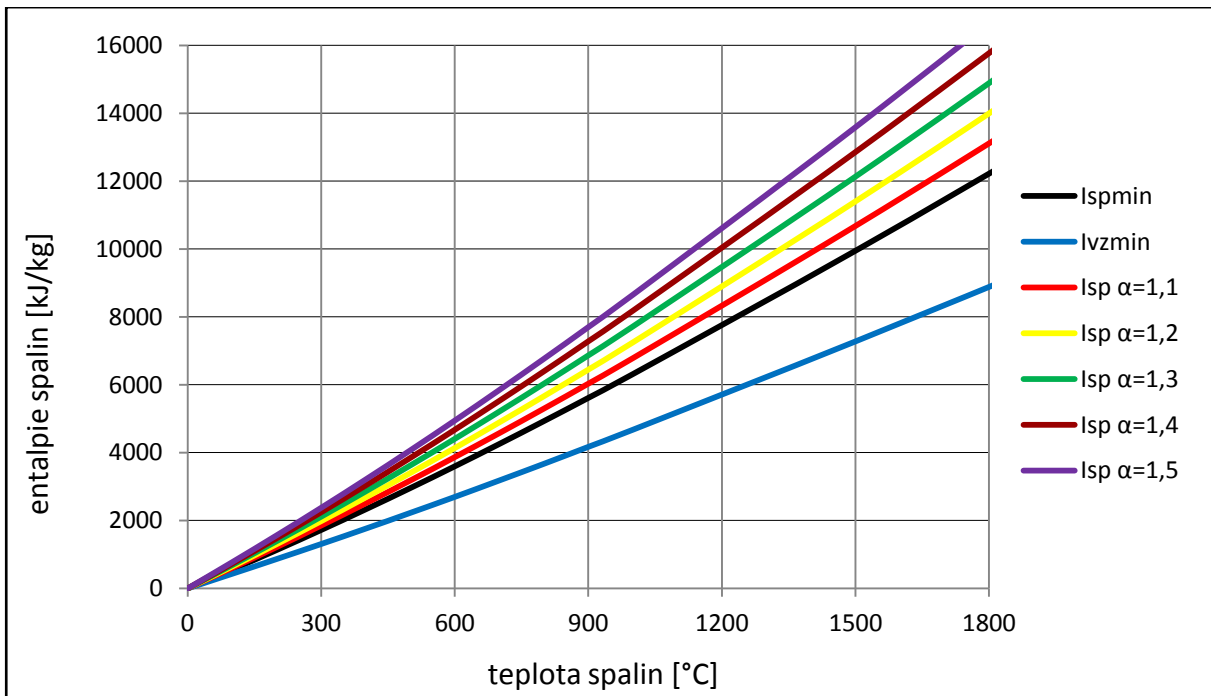
$$I_{SP}^{t,\alpha} = I_{SP\min}^t + (\alpha - 1) \cdot I_{VZ\min}^t + I_p = 557,85 + (1,3 - 1) \cdot 437,46 + 0 = 689,09 \text{ kJ} / \text{kg} \quad (3-19)$$

t [°C]	CO ₂	SO ₂	N ₂	Ar	H ₂ O	Vzduch suchý
100	170	191,2	129,5	93,07	150,6	132,3
200	357,5	394,1	259,9	186	304,5	266,2
300	558,8	610,4	392,1	278,8	462,8	402,5
400	771,9	836,5	526,7	371,7	625,9	541,7
500	994,4	1070	664	464,7	794,5	684,1
600	1225	1310	804,3	557,3	968,8	829,6
700	1462	1554	947,3	650,2	1149	978,1
800	1705	1801	1093	743,1	1335	1129
900	1952	2052	1241	835,7	1526	1283
1000	2203	2304	1392	928,2	1723	1439
1500	3503	3587	2166	1393	2779	2240
2000	4844	4890	2965	1857	3925	3065

Tab. 3.1: Měrná entalpie některých složek spalin i_{XX}^t [kJ/Nm³] v závislosti na teplotě [2]

t	I_{SPmin}^t	I_{VZmin}^t	$I_{SP}^{t,\alpha} = I_{SPmin}^t + (\alpha - 1) \cdot I_{VZmin}^t + I_p$ [kJ/kg]					
[°C]	[kJ/kg]	[kJ/kg]	$\alpha=1$	$\alpha=1,1$	$\alpha=1,2$	$\alpha=1,3$	$\alpha=1,4$	$\alpha=1,5$
0	0	0	0	0	0	0	0	0
100	557,848	437,463	557,848	601,594	645,34	689,0865	732,83	776,579
200	1131,38	880,296	1131,38	1219,41	1307,43	1395,464	1483,5	1571,524
300	1721,51	1331,16	1721,51	1854,62	1987,74	2120,854	2254	2387,086
400	2328,86	1791,69	2328,86	2508,03	2687,2	2866,369	3045,5	3224,706
500	2953,3	2262,9	2953,3	3179,59	3405,88	3632,166	3858,5	4084,746
600	3594,92	2744,48	3594,92	3869,37	4143,81	4418,263	4692,7	4967,16
700	4252,11	3236,12	4252,11	4575,72	4899,33	5222,942	5546,6	5870,167
800	4924,52	3735,86	4924,52	5298,11	5671,69	6045,28	6418,9	6792,453
900	5609,27	4245,93	5609,27	6033,87	6458,46	6883,055	7307,6	7732,242
1000	6308,95	4762,82	6308,95	6785,23	7261,51	7737,795	8214,1	8690,359
1500	9940,75	7419,27	9940,75	10682,7	11424,6	12166,53	12908	13650,38
2000	13734,1	10158,5	13734,1	14749,9	15765,8	16781,63	17797	18813,33

Tab. 3.2: Entalpie spalin a vzduchu v závislosti na teplotě



Obr. 3.1: I-t diagram spalin

4 Tepelná bilance kotle

Tepelná bilance kotle slouží k určení účinnosti kotle a množství spotřebovaného paliva pro dané parametry kotle.

Výpočet prováděn dle [1].

4.1 Teplo přivedené do kotle na 1 kg paliva

$$Q_p^p = Q_i^r + i_p = 12440 + 42,857 = 12483 \text{ kJ / kg} \quad (4-1)$$

Kde: i_p – fyzické teplo paliva [kJ/kg]

Fyzické teplo paliva

U tohoto paliva se uvažuje fyzické teplo, jelikož byla následující podmínka splněna [1].

$$W^r \geq \frac{Q_i^r}{4,19} \cdot \frac{1}{150}$$

$$33,1 \geq \frac{12440}{4,19} \cdot \frac{1}{150} \quad (4-2)$$

$33,1\% \geq 19,793\% \Rightarrow$ *vyhovuje*

$$i_p = c_p \cdot t_p = 2,1429 \cdot 20 = 42,857 \text{ kJ / kg} \quad (4-3)$$

Kde: t_p - teplota paliva, zvolena 20 °C dle [1]
 c_p – měrné teplo paliva [kJ/kgK]

Měrné teplo paliva

$$c_p = c_w \cdot \frac{W^r}{100} + c_{su} \cdot \frac{100 - W^r}{100} = 4,19 \cdot \frac{33,1}{100} + 1,13 \cdot \frac{100 - 33,1}{100} = 2,1429 \text{ kJ / kgK} \quad (4-4)$$

Kde: c_{su} - měrné teplo sušiny paliva, zvoleno 1,13 kJ/kgK dle [1]
 c_w – měrné teplo vody, zvoleno 4,19 kJ/kgK dle [1]

4.2 Ztráty kotle a tepelná účinnost

Tepelná účinnost kotle je spočtena s uvážením recirkulace popílku. Recirkulace je zvolena po odborné konzultaci, vzhledem k většímu podílu popelovin v palivu. V projektu se počítá s propojovacími šneky vratného popílku zpět do spalovací komory.

Bilance popela v kotli, procento obsahu spalitelných látek a teploty popílku jsou po odborné konzultaci voleny v následující tabulce.

	X_i [%]	C_i [%]	t_i [°C]	c_i [kJ/kgK]
Rošt	$X_r=50$	$C_r=5$	$t_r=300$	$c_r=0,882$
Úlet	$X_{\dot{u}}=50$	$C_{\dot{u}}=20$	$t_{\dot{u}}=145$	$c_{\dot{u}}=0,824$

Tab. 4.1: Bilance popela v kotli

Kde: X_i – bilance popela [%]
 C_i – obsah spalitelných látek v pevných zbytcích [%]
 t_i – teploty popílku [°C]
 c_i – měrné teplo popílku [kJ/kgK] pro teploty t_i dle [1]

4.2.1 Ztráta hořavinou ve spalinách (ztráta chemickým nedopalem)

Po odborné konzultaci volena ztráta $Z_{co} = 0,1\%$.

4.2.2 Ztráta hořavinou v tuhých zbytcích (ztráta mechanickým nedopalem)

$$Z_c = Z_{cr} + Z_{cú} = 1,0078 + 4,787 = 5,7948\% \quad (4-5)$$

Kde: Z_{cr} – ztráta mechanickým nedopalem na roštu [%]
 $Z_{cú}$ – ztráta mechanickým nedopalem v úletu [%]

Ztráta na roštu

$$Z_{cr} = \frac{C_r}{100 - C_r} \cdot \frac{X_r}{100} \cdot \frac{A^r}{Q_p^p} \cdot Q_{ci} = \frac{5}{100 - 5} \cdot \frac{50}{100} \cdot \frac{14,664}{12483} \cdot 32600 = 1,0078\% \quad (4-6)$$

Kde: Q_{ci} – průměrná výhřevnost spalitelných látek ve zbytcích, zvoleno 32600 kJ/kg dle [1]

Ztráta v úletu

$$Z_{cú} = \frac{C_{ú}}{100 - C_{ú}} \cdot \frac{X_{ú}}{100} \cdot \frac{A^r}{Q_p^p} \cdot Q_{ci} = \frac{20}{100 - 20} \cdot \frac{50}{100} \cdot \frac{14,664}{12483} \cdot 32600 = 4,787\% \quad (4-7)$$

4.2.3 Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků

$$Z_f = Z_{fr} + Z_{fú} = 0,1636 + 0,0878 = 0,2514\% \quad (4-8)$$

Kde: Z_{fr} – ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků na roštu [%]
 $Z_{fú}$ – ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků v úletu [%]

Ztráta na roštu

$$Z_{fr} = \frac{X_r}{100 - C_r} \cdot \frac{A^r}{Q_p^p} \cdot c_r \cdot t_r = \frac{50}{100 - 5} \cdot \frac{14,664}{12483} \cdot 0,882 \cdot 300 = 0,1636\% \quad (4-9)$$

Ztráta v úletu

$$Z_{fú} = \frac{X_{ú}}{100 - C_{ú}} \cdot \frac{A^r}{Q_p^p} \cdot c_{ú} \cdot t_{ú} = \frac{50}{100 - 20} \cdot \frac{14,664}{12483} \cdot 0,8244 \cdot 145 = 0,0878\% \quad (4-10)$$

4.2.4 Ztráta sdílením tepla do okolí

Ztráta volena dle [1] $Z_{so} = 0,9\%$.

4.2.5 Ztráta citelným teplem spalin (komínová ztráta)

$$Z_K = (100 - Z_c) \cdot \frac{I_{SP}^{145} - I_{VZ}}{Q_p^p} = (100 - 5,7948) \cdot \frac{936,32 - 113,74}{12483} = 6,2078\% \quad (4-11)$$

Kde: I_{SP}^{145} – entalpie spalin [kJ/kg], $t=145$ °C, $\alpha=1,3$ viz Tab. 3.2
 I_{VZ} – entalpie vzduchu [kJ/kg], $t=20$ °C, $\alpha=1,3$

Entalpie vzduchu pro $t=20$ °C, $\alpha=1,3$

$$I_{VZ} = \alpha \cdot I_{VZ \min}^{20} = 1,3 \cdot 87,493 = 113,74 \text{ kJ/kg} \quad (4-12)$$

Kde: $I_{VZ \min}^{20}$ – entalpie minimálního množství vzduchu [kJ/kg] viz Tab. 3.2

4.2.6 Tepelná účinnost kotle

$$\eta_K = 100 - Z_{co} - Z_c - Z_f - Z_{so} - Z_K \quad (4-13)$$
$$\eta_K = 100 - 0,1 - 5,7948 - 0,2514 - 0,9 - 6,2078 = 86,746\%$$

4.3 Výrobní teplo páry a množství paliva

Výrobní teplo páry

$$Q_v = M_{pp} \cdot (i_{pp} - i_{nv}) = 13,889 \cdot (3356 - 446,35) = 40412 \text{ kJ/s} \quad (4-14)$$

Kde: M_{pp} – parní výkon kotle [kg/s]
 i_{pp} – entalpie přehřáté páry (480 °C), $i_{pp}=f(t_{pp}, p=7,5 \text{ MPa})$ [kJ/kg] dle [3]
 i_{nv} – entalpie napájecí vody (105 °C) [kJ/kg] dle [3]

Množství paliva přivedeného do kotle

$$M_p = \frac{Q_v}{Q_p^p \cdot \frac{\eta_K}{100}} = \frac{40412}{12483 \cdot \frac{86,746}{100}} = 3,7321 \text{ kg/s} \quad (4-15)$$

Množství paliva skutečně spálené

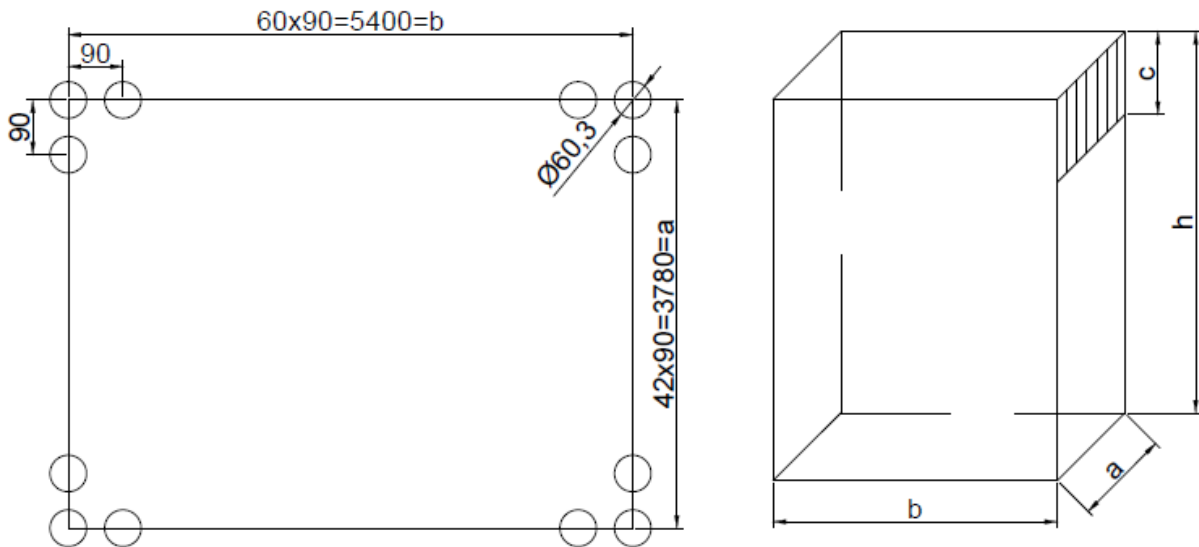
$$M_{pv} = M_p \cdot \left(1 - \frac{Z_c}{100}\right) = 3,7321 \cdot \left(1 - \frac{5,7948}{100}\right) = 3,5158 \text{ kg/s} \quad (4-16)$$

5 Spalovací komora

Stanoví se základní rozměry spalovací komory, pomocí nich se určí adiabatická teplota a teplota spalin na konci prvního tahu.

5.1 Volba základních rozměrů spalovací komory

Předběžné průřezové zatížení ohniště je zvoleno dle odborné konzultace $q_s=2300 \text{ kW/m}^2$. Rozměry ohniště jsou odvozeny od tohoto zatížení. Trubky, které tvoří membránové stěny spalovací komory, mají průměr 60,3 mm. Rozteč trubek je 90 mm.



Obr. 5.1: Schéma spalovací komory

Předběžný průřez spalovací komory

$$q_s = \frac{M_p \cdot Q_i^r}{S_o} \Rightarrow S_o = \frac{M_p \cdot Q_i^r}{q_s} = \frac{3,7321 \cdot 12,44 \cdot 10^3}{2300} = 20,1856 \text{ m}^2 \quad (5-1)$$

Zvolená hloubka spalovací komory

$$b = 60 \cdot 0,09 = 5,4 \text{ m} \quad (5-2)$$

Vypočtená šířka spalovací komory

$$a = \frac{S_o}{b} = \frac{20,1856}{5,4} = 3,738 \text{ m} \quad (5-3)$$

Zvolená šířka spalovací komory

$$a = 42 \cdot 0,09 = 3,78 \text{ m} \quad (5-4)$$

Skutečný průřez spalovací komory

$$S_o = a \cdot b = 3,78 \cdot 5,4 = 20,412 \text{ m}^2 \quad (5-5)$$

Skutečné průřezové zatížení ohniště

$$q_s = \frac{M_p \cdot Q_i^r}{S_o} = \frac{3,7321 \cdot 12440}{20,412} = 2274,495 \text{ kW} / \text{m}^2 \quad (5-6)$$

Předběžný objem spalovací komory

Předběžné objemové zatížení ohniště je voleno dle doporučení $q_v=160 \text{ kW/m}^3$. Tato hodnota by měla být v rozmezí 100-200 kW/m^3 .

$$V_o = \frac{M_p \cdot Q_i^r}{q_v} = \frac{3,7321 \cdot 12440}{160} = 290,1687 \text{ m}^3 \quad (5-7)$$

Výška spalovací komory

$$h = \frac{V_o}{S_o} = \frac{290,1687}{20,412} = 14,2156 \text{ m} \Rightarrow 14 \text{ m} \quad (5-8)$$

Skutečný objem spalovací komory

$$V_o = a \cdot b \cdot h = 3,78 \cdot 5,4 \cdot 14 = 285,768 \text{ m}^3 \quad (5-9)$$

Skutečné objemové zatížení ohniště

$$q_v = \frac{M_p \cdot Q_i^r}{V_o} = \frac{3,7321 \cdot 12440}{285,768} = 162,4639 \text{ kW} / \text{m}^3 \quad (5-10)$$

Výška mříže

Zvolená rychlost spalin v mříži je dle doporučení $w_{sp}=7 \text{ m/s}$. Rychlost musí být zvolena úměrně tak, aby nedocházelo k velkému otěru trubek popílkem. Ve výpočtu (5-11) je použita zvolená teplota na konci ohniště, místo vypočítané. Zde je vypočtena pouze výška mříže, kvůli úplnosti rozměrů spalovací komory. Podrobný výpočet mříže je uveden v kapitole číslo 7.

$$c = \frac{O_{sp}^v \cdot M_{pv}}{w_{sp} \cdot (a - n_{tr} \cdot D)} \cdot \frac{273,15 + t_{ko}}{273,15} \quad (5-11)$$

$$c = \frac{4,9809 \cdot 3,5158}{7 \cdot (3,78 - 13 \cdot 0,0603)} \cdot \frac{273,15 + 840}{273,15} = 3,4027 \text{ m} \Rightarrow c = 3,4 \text{ m}$$

Kde: n_{tr} – počet trubek v jedné řadě mříže viz Tab. 7.1

D – vnější průměr membránové trubky [m]

t_{ko} – volená teplota na konci ohniště [$^{\circ}\text{C}$]

Celkový povrch stěn ohniště

$$F_{st} = 2 \cdot ((a \cdot h) + (b \cdot h) + (a \cdot b)) = 2 \cdot ((3,78 \cdot 14) + (5,4 \cdot 14) + (3,78 \cdot 5,4)) = 297,864 \text{ m}^2 \quad (5-12)$$

Účinná sálavá plocha stěn ohniště

$$F_{ús} = F_{st} - ((a \cdot b) + a \cdot (h - c)) = (297,864 - ((3,78 \cdot 5,4) + 3,78 \cdot (14 - 3,4))) = 264,6 \text{ m}^2 \quad (5-13)$$

Šířka spalovací komory [m]	a=3,78
Hloubka spalovací komory [m]	b=5,4
Výška spalovací komory [m]	h=14

Tab. 5.1: Rozměry spalovací komory

5.2 Tepelný výpočet ohniště

Teplota t_{ko} je nejprve zvolena, pro tuto zvolenou teplotu spalin na výstupu z ohniště jsou dopočítány závislé veličiny. V momentě kdy se teplota zvolená liší od vypočtené více než o 50 °C, musí se výpočet opakovat. Jako novou zvolenou teplotu spalin na výstupu z ohniště lze brát teplotu vypočtenou. Další možnost jak se přiblížit do požadovaného intervalu je upravit výšku spalovací komory [1].

Zvolena teplota $t_{ko}=840$ °C, vypočtená teplota by měla být v intervalu 790 °C až 890 °C.

Teplota spalin na výstupu z ohniště

$$t_{ko}^{skut} = \frac{t_a + 273,15}{1 + M \cdot \left(\frac{a_o}{B_o}\right)^{0,6}} - 273,15 = \frac{1585,91 + 273,15}{1 + 0,59 \cdot \left(\frac{0,7806}{0,6252}\right)^{0,6}} - 273,15 = 837,369^\circ\text{C} \quad (5-14)$$

Kde: t_a – adiabatická teplota v ohništi [°C]
 M – součinitel [-]
 a_o – stupeň černosti ohniště [-]
 B_o – Boltzmanovo číslo [-]

Teplota zvolená se liší od skutečné vypočtené teploty na výstupu z ohniště o 2,63 °C, to je dostačující přesnost.

Součinitel M

$$M = 0,59 - 0,5 \cdot x_o = 0,59 - 0,5 \cdot 0 = 0,59 \quad (5-15)$$

Kde: x_o – poloha maximálního plamene, u roštových ohnišť $x_o=0$ dle [1]

Boltzmanovo číslo

$$B_o = \frac{\varphi \cdot M_{pv} \cdot \overline{O_{sp}} \cdot c}{5,7 \cdot 10^{-11} \cdot \psi \cdot F_{st} \cdot (t_a + 273,15)^3} \quad (5-16)$$

$$B_o = \frac{0,9897 \cdot 3,5158 \cdot 8,8202}{5,7 \cdot 10^{-11} \cdot 0,45 \cdot 297,864 \cdot (1585,91 + 273,15)^3} = 0,6252$$

Kde: φ – součinitel uchování tepla [-]
 M_{pv} – množství paliva skutečně spáleného [kg/s]
 $\overline{O_{sp}} \cdot c$ – střední celkové měrné teplo spalin [kJ/kgK]
 ψ – střední hodnota součinitele tepelné efektivity stěn [-]

Součinitel uchování tepla

$$\varphi = 1 - \frac{Z_{so}}{\eta_k + Z_{so}} = 1 - \frac{0,9}{86,746 + 0,9} = 0,9897 \quad (5-17)$$

Střední celkové měrné teplo spalin

$$\overline{O_{sp} \cdot c} = \frac{I_u - I_o}{t_a - t_{ko}} = \frac{12959,505 - 6380,3902}{1585,91 - 840} = 8,8202 \text{ kJ / kgK} \quad (5-18)$$

Kde: I_u – užitečné teplo uvolněné ve spalovací komoře [kJ/kg]
 t_a – adiabatická teplota [°C], která odpovídá I_u , viz Tab. 3.2
 I_o – entalpie spalin na výstupu z ohniště [kJ/kg], viz Tab. 3.2

Užitečné teplo uvolněné v ohništi

$$I_u = Q_p \cdot \frac{100 - Z_{co} - Z_c - Z_f}{100 - Z_c} + Q_{vz} \quad (5-19)$$

$$I_u = 12483 \cdot \frac{100 - 0,1 - 5,7948 - 0,2514}{100 - 5,7948} + 523,205 = 12959,505 \text{ kJ / kg}$$

Kde: Q_{vz} – teplo dodané vzduchem [kJ/kg]

Teplo dodané vzduchem

Vzduch, který vchází do kotle je rozdělen z 10 % na vzduch o teplotě 20 °C, ten slouží k pohazování paliva. Z 90 % se jedná o vzduch primární a sekundární o teplotě 100 °C.

$$Q_{vz} = 0,1 \cdot \alpha \cdot I_{VZ \min}^{20} + 0,9 \cdot \alpha \cdot I_{VZ \min}^{100} = 0,1 \cdot 1,3 \cdot 87,49 + 0,9 \cdot 1,3 \cdot 437,46 = 523,21 \text{ kJ / kg} \quad (5-20)$$

Kde: $I_{VZ \min}^t$ – entalpie minimálního množství vzduchu [kJ/kg] pro teplotu t , viz Tab. 3.2

Součinitel tepelné efektivity stěn

$$\psi = x_{st} \cdot \xi = 1 \cdot 0,45 = 0,45 \quad (5-21)$$

Kde: x_{st} – úhlový součinitel osálení, pro membránové stěny $x_{st}=1$ dle [1]
 ξ – součinitel zanesení stěn ohniště, $\xi=0,45$ dle [1]

Stupeň černosti ohniště

$$a_o = \frac{a_{pl} + (1 - a_{pl}) \cdot \frac{R}{F_{st}}}{1 - (1 - a_{pl}) \cdot (1 - \psi) \cdot \left(1 - \frac{R}{F_{st}}\right)} = \frac{0,587 + (1 - 0,587) \cdot \frac{20,412}{297,864}}{1 - (1 - 0,587) \cdot (1 - 0,45) \cdot \left(1 - \frac{20,412}{297,864}\right)} = 0,7806 \quad (5-22)$$

Kde: a_{pl} – efektivní stupeň černosti plamene [-]
 R – plocha hořící vrstvy paliva na roštu [m²], rovná se ploše ohniště dle (5-5)

Efektivní stupeň černosti plamene

$$a_{pl} = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-2,5620 \cdot 1,3 \cdot 4,54} = 0,587 \quad (5-23)$$

Kde: k – součinitel zeslabení sálání [-]
 p – tlak v ohništi, $p=0,1$ MPa dle [1]
 s – účinná tloušťka sálové vrstvy [m]

Účinná tloušťka sálové vrstvy

$$s = 3,6 \cdot \frac{V_o}{F_{st}} = 3,6 \cdot \frac{285,768}{297,864} = 3,454m \quad (5-24)$$

Součinitel zeslabení sálání

$$k = k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu + 10 \cdot k_k \cdot \chi_1 \cdot \chi_2 = 1,612 + 0,8 + 10 \cdot 1 \cdot 0,5 \cdot 0,03 = 2,562m^{-1} \cdot MPa^{-1} \quad (5-25)$$

Kde: $k_{sp} \cdot r_{sp}$ – součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny [$m^{-1} \cdot MPa^{-1}$]
 $k_p \cdot \mu$ – součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi [$m^{-1} \cdot MPa^{-1}$]
 k_k – součinitel zeslabení sálání koksovými částicemi, $k_k=1$ dle [1]
 χ_1, χ_2 – součinitelé, ovlivněné druhem paliva a roštu, $\chi_1=0,5$ a $\chi_2=0,03$ dle [1]

Součinitel zeslabení sálání nesvítivými tříatomovými plyny

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{t_{ko} + 273,15}{1000} \right) \cdot r_{sp} \quad (5-26)$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,1663}{3,16 \cdot \sqrt{0,029 \cdot 3,454}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{840 + 273,15}{1000} \right) \cdot 0,2896 = 1,612m^{-1} \cdot MPa^{-1}$$

Kde: r_{H_2O}, r_{sp} – objemové podíly tříatomových plynů [-]
 p_{sp} – parciální tlak tříatomových plynů ve spalínách [MPa]

Objemové části tříatomových plynů

$$r_{RO_2} = \frac{O_{SO_2} + O_{CO_2}}{O_{SP}^V} = \frac{0,0038 + 0,6102}{4,981} = 0,1233 \quad (5-27)$$

$$r_{H_2O} = \frac{O_{H_2O \min}^S + (f - 1) \cdot (\alpha - 1) \cdot O_{VZ \min}^S}{O_{SP}^V} = \frac{0,812 + (1,0168 - 1) \cdot (1,3 - 1) \cdot 3,245}{4,981} = 0,166 \quad (5-28)$$

Součet objemových částí tříatomových plynů

$$r_{sp} = r_{RO_2} + r_{H_2O} = 0,1233 + 0,1663 = 0,2896 \quad (5-29)$$

Parciální tlak tříatomových plynů

$$p_{sp} = p \cdot r_{sp} = 0,1 \cdot 0,2896 = 0,028957MPa \quad (5-30)$$

Součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi

$$k_p \cdot \mu = \frac{43}{\sqrt[3]{(t_{ko} + 273,15)^2 \cdot d_p^2}} \cdot \mu = \frac{43}{\sqrt[3]{(840 + 273,15)^2 \cdot 20^2}} \cdot 14,72 = 0,7998m^{-1} \cdot MPa \quad (5-31)$$

Kde: d_p – střední efektivní průměr částic popílku, $d_p=20 \mu\text{m}$ dle [1]
 μ – koncentrace popílku ve spalinách [g/m^3]

Koncentrace popílku ve spalinách

$$\mu = \frac{10 \cdot A^r}{O_{SP}^V} \cdot \frac{X_u}{100} = \frac{10 \cdot 14,664}{4,981} \cdot \frac{50}{100} = 14,72 \text{ g} / \text{m}^3 \quad (5-32)$$

Množství tepla odevzdaného v ohništi do stěn

$$Q_s = \varphi \cdot (I_u - I_o) = 0,9897 \cdot (12959,505 - 6358,3501) = 22970,063 \text{ kJ} / \text{kg} \quad (5-33)$$

Kde: I_o – entalpie spalin pro vypočtenou teplotu t_{ko} , dle Tab. 3.2

Podíl H_2O ve spalinách

$$\omega_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{O_{\text{H}_2\text{O min}}^S}{O_{SP}^V} = \frac{0,812}{4,9809} = 0,163 \quad (5-34)$$

6 Teplosměnné plochy

Ze vstupních parametrů pro výstupní páru a napájecí vodu se určí jednotlivé teplosměnné plochy ze strany média. Ve výpočtu se neuvažuje množství odluhu 0,5 %, toto množství je pro samotný výpočet zanedbatelné. Pomocí programu X Steam [3] se dopočítají chybějící parametry jako je teplota, tlak, entalpie. Výpočet je proveden dle [1].

Tlakové ztráty teplosměnných ploch jsou po odborné konzultaci voleny následovně, viz Tab. 6.1.

Tlaková ztráta v přehříváku 3	Δp_{p3}	[MPa]	0,2
Tlaková ztráta v přehříváku 2	Δp_{p2}	[MPa]	0,2
Tlaková ztráta v přehříváku 1	Δp_{p1}	[MPa]	0,2
Tlaková ztráta v závěsných trubkách	Δp_{zt}	[MPa]	0,1
Tlaková ztráta ve výparníku	$\Delta p_{výp}$	[MPa]	0
Tlaková ztráta v ekonomizéru	Δp_{eko}	[MPa]	0,2

Tab. 6.1: Tlakové ztráty teplosměnných ploch

6.1 Přehřívák 3

Je uvažován entalpický spád $\Delta i_{p3}=170\text{kJ/kg}$

Parametry páry na výstupu

$$p_{p3out} = 7,5\text{MPa}$$

$$t_{p3out} = 480^\circ\text{C}$$

$$i_{p3out} = f(p_{p3out}; t_{p3out}) = 3356,03\text{kJ/kg}$$

Parametry páry na vstupu

$$p_{p3in} = p_{p3out} + \Delta p_{p3} = 7,5 + 0,2 = 7,7\text{MPa} \quad (6-1)$$

$$i_{p3in} = i_{p3out} - \Delta i_{p3} = 3356,03 - 170 = 3186,03\text{kJ/kg} \quad (6-2)$$

$$t_{p3in} = f(p_{p3in}; i_{p3in}) = 414,95^\circ\text{C}$$

Spotřebované teplo přehřívákem 3

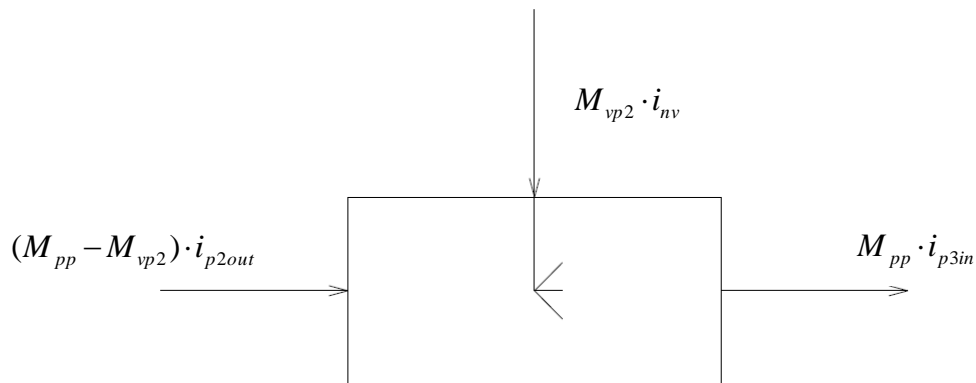
$$Q_{p3} = M_{pp} \cdot \Delta i_{p3} = 13,889 \cdot 170 = 2361,1\text{kW} \quad (6-3)$$

6.2 Přehřívák 2

Je uvažován entalpický spád $\Delta i_{p2}=360\text{kJ/kg}$. Na výstupu z přehříváku 2 je umístěn vstřík napájecí vody, reguluje se tím teplota přehřáté páry. Množství vstříku napájecí vody je 3 % z celkového množství přehřáté páry.

Tlak páry na výstupu

$$p_{p2out} = p_{p3in} = 7,7\text{MPa}$$



Obr. 6.1: Vstřík napájecí vody za přehřívákem 2

Množství vstříku napájecí vody

$$M_{vp2} = 0,03 \cdot M_{pp} = 0,03 \cdot 13,889 = 0,4146 \text{ kg / s} \quad (6-4)$$

Entalpie páry na výstupu

$$(M_{pp} - M_{vp2}) \cdot i_{p2out} + M_{vp2} \cdot i_{nv} = M_{pp} \cdot i_{p3in}$$

$$i_{p2out} = \frac{M_{pp} \cdot i_{p3in} - M_{vp2} \cdot i_{nv}}{M_{pp} - M_{vp2}} = \frac{13,889 \cdot 3186,03 - 0,4146 \cdot 446,35}{13,889 - 0,4146} = 3270,8 \text{ kJ / kg} \quad (6-5)$$

Teplota páry na výstupu

$$t_{p2out} = f(p_{p2out}; i_{p2out}) = 447,278^\circ\text{C}$$

Parametry páry na vstupu

$$p_{p2in} = p_{p2out} + \Delta p_{p2} = 7,7 + 0,2 = 7,9 \text{ MPa} \quad (6-6)$$

$$i_{p2in} = i_{p2out} - \Delta i_{p2} = 3270,8 - 360 = 2910,8 \text{ kJ / kg} \quad (6-7)$$

$$t_{p2in} = f(p_{p2in}; i_{p2in}) = 327,23^\circ\text{C}$$

Spotřebované teplo přehřívákem 2

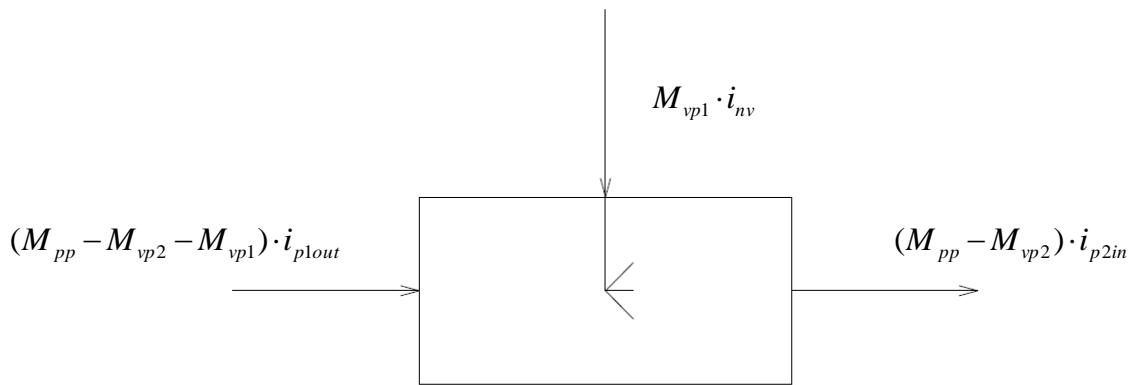
$$Q_{p2} = (M_{pp} - M_{vp2}) \cdot \Delta i_{p2} = (13,889 - 0,4167) \cdot 360 = 4850 \text{ kW} \quad (6-8)$$

6.3 Přehřívák 1

Je uvažován entalpický spád $\Delta i_{p1} = 230 \text{ kJ/kg}$. Na výstupu z přehříváku 1 je umístěn vstřík napájecí vody, reguluje se tím teplota přehřáté páry. Množství vstříku napájecí vody je 4 % z celkového množství přehřáté páry.

Tlak páry na výstupu

$$p_{p1out} = p_{p2in} = 7,9 \text{ MPa}$$



Obr. 6.2: Vstřík napájecí vody za přehřívákem 1

Množství vstříku napájecí vody

$$M_{vp1} = 0,04 \cdot M_{pp} = 0,04 \cdot 13,889 = 0,5556 \text{ kg / s} \quad (6-9)$$

Entalpie páry na výstupu

$$(M_{pp} - M_{vp2} - M_{vp1}) \cdot i_{p1out} + M_{vp1} \cdot i_{nv} = (M_{pp} - M_{vp2}) \cdot i_{p2in}$$

$$i_{p1out} = \frac{(M_{pp} - M_{vp2}) \cdot i_{p2in} - M_{vp1} \cdot i_{nv}}{M_{pp} - M_{vp2} - M_{vp1}} = \frac{(13,889 - 0,4167) \cdot 2910,8 - 0,5556 \cdot 446,35}{13,889 - 0,4167 - 0,5556} \quad (6-10)$$

$$i_{p1out} = 3016,8 \text{ kJ / kg}$$

Teplota páry na výstupu

$$t_{p1out} = f(p_{p1out}; i_{p1out}) = 357,946^\circ\text{C}$$

Parametry páry na vstupu

$$p_{plin} = p_{p1out} + \Delta p_{p1} = 7,9 + 0,2 = 8,1 \text{ MPa} \quad (6-11)$$

$$i_{plin} = i_{p1out} - \Delta i_{p1} = 3016,8 - 230 = 2786,8 \text{ kJ / kg} \quad (6-12)$$

$$t_{plin} = f(p_{plin}; i_{plin}) = 301,187^\circ\text{C}$$

Spotřebované teplo přehřívákem 1

$$Q_{p1} = (M_{pp} - M_{vp2} - M_{vp1}) \cdot \Delta i_{p1} = (13,889 - 0,4167 - 0,5556) \cdot 230 = 2970,8 \text{ kW} \quad (6-13)$$

6.4 Závěsné trubky

Závěsné trubky slouží k podpoře zavěšení trubkových svazků přehříváků. Z bubny do nich vstupuje sytá pára, která postupuje dále do přehříváku 1. Rozdíl teploty na vstupu a výstupu se pohybuje okolo 5 °C.

Parametry páry na výstupu

$$p_{out}^{zt} = p_{plin} = 8,1 \text{ MPa}$$

$$t_{out}^{zt} = t_{plin} = 301,19^\circ\text{C}$$

$$i_{out}^{zt} = i_{plin} = 2786,8 \text{ kJ / kg}$$

Parametry páry na vstupu

$$p_{in}^{zt} = p_{out}^{zt} + \Delta p_{zt} = 8,1 + 0,1 = 8,2 \text{ MPa}$$

(6-14)

$$i_{in}^{zt} = f(p_{in}^{zt}) = 2755,6 \text{ kJ / kg}$$

$$t_{in}^{zt} = f(p_{in}^{zt}) = 296,74^\circ \text{C}$$

Spotřebované teplo závěsnými trubkami

$$Q_{zt} = (M_{pp} - M_{vp2} - M_{vp1}) \cdot (i_{out}^{zt} - i_{in}^{zt}) = (13,889 - 0,4167 - 0,5556) \cdot (2786,8 - 2755,6) \quad (6-15)$$

$$Q_{zt} = 402,48 \text{ kW}$$

6.5 Výparník

Teplota a tlak ve výparníku zůstává konstantní. Za těchto podmínek dochází v membránových stěnách výparníku v 1, 2 a 3. tahu k fázové přeměně syté kapaliny na sytou páru.

Parametry páry na výstupu a vstupu

$$p_{out}^{výp} = p_{in}^{výp} = p_{in}^{zt} = 8,2 \text{ MPa}$$

$$t_{out}^{výp} = t_{in}^{výp} = t_{in}^{zt} = 296,74^\circ \text{C}$$

Entalpie syté páry na výstupu

$$i_{out}^{výp} = i_{in}^{zt} = 2755,6 \text{ kJ / kg}$$

Entalpie syté kapaliny na vstupu

$$i_{in}^{výp} = f(p_{out}^{výp}) = 1326,6 \text{ kJ / kg}$$

Spotřebované teplo výparníkem

Zde je potřeba počítat s hodnotou nedohřevu, ta činí $\Delta t_v = 127^\circ \text{C}$. Nejprve dojde ve výparníku k ohřevu vody, která je přiváděná z ekonomizéru, na sytou kapalinu. Poté dochází k přeměně syté kapaliny na sytou páru za konstantních tlakových a teplotních podmínek.

$$Q_{výp} = (M_{pp} - M_{vp2} - M_{vp1}) \cdot (i_{out}^{výp} - i_{out}^{eko}) = (13,889 - 0,4167 - 0,5556) \cdot (2755,6 - 722,163) \quad (6-16)$$

$$Q_{výp} = 26265 \text{ kW}$$

6.6 Ekonomizér

Před vstupem napájecí vody do výparníku se tato voda ohřeje v ekonomizéru.

Parametry vody na výstupu

$$p_{out}^{eko} = p_{in}^{výp} = 8,2 \text{ MPa}$$

$$t_{out}^{eko} = t_{in}^{výp} - \Delta t_v = 296,74 - 127 = 169,74^\circ \text{C} \quad (6-17)$$

$$i_{out}^{eko} = f(p_{out}^{eko}; t_{out}^{eko}) = 722,163 \text{ kJ / kg}$$

Parametry vody na vstupu

$$p_{in}^{eko} = p_{out}^{eko} + \Delta p_{eko} = 8,2 + 0,2 = 8,4 \text{ MPa} \quad (6-18)$$

$$t_{in}^{eko} = t_{nv} = 105^\circ \text{C}$$

$$i_{in}^{eko} = f(p_{in}^{eko}; t_{in}^{eko}) = 446,35 \text{ kJ/kg}$$

Spotřebované teplo ekonomizérem

$$Q_{eko} = (M_{pp} - M_{vp2} - M_{vp1}) \cdot (i_{out}^{eko} - i_{in}^{eko}) = (13,889 - 0,417 - 0,556) \cdot (722,16 - 446,35) \quad (6-19)$$

$$Q_{eko} = 3562,6 \text{ kW}$$

6.7 Celkové potřebné teplo

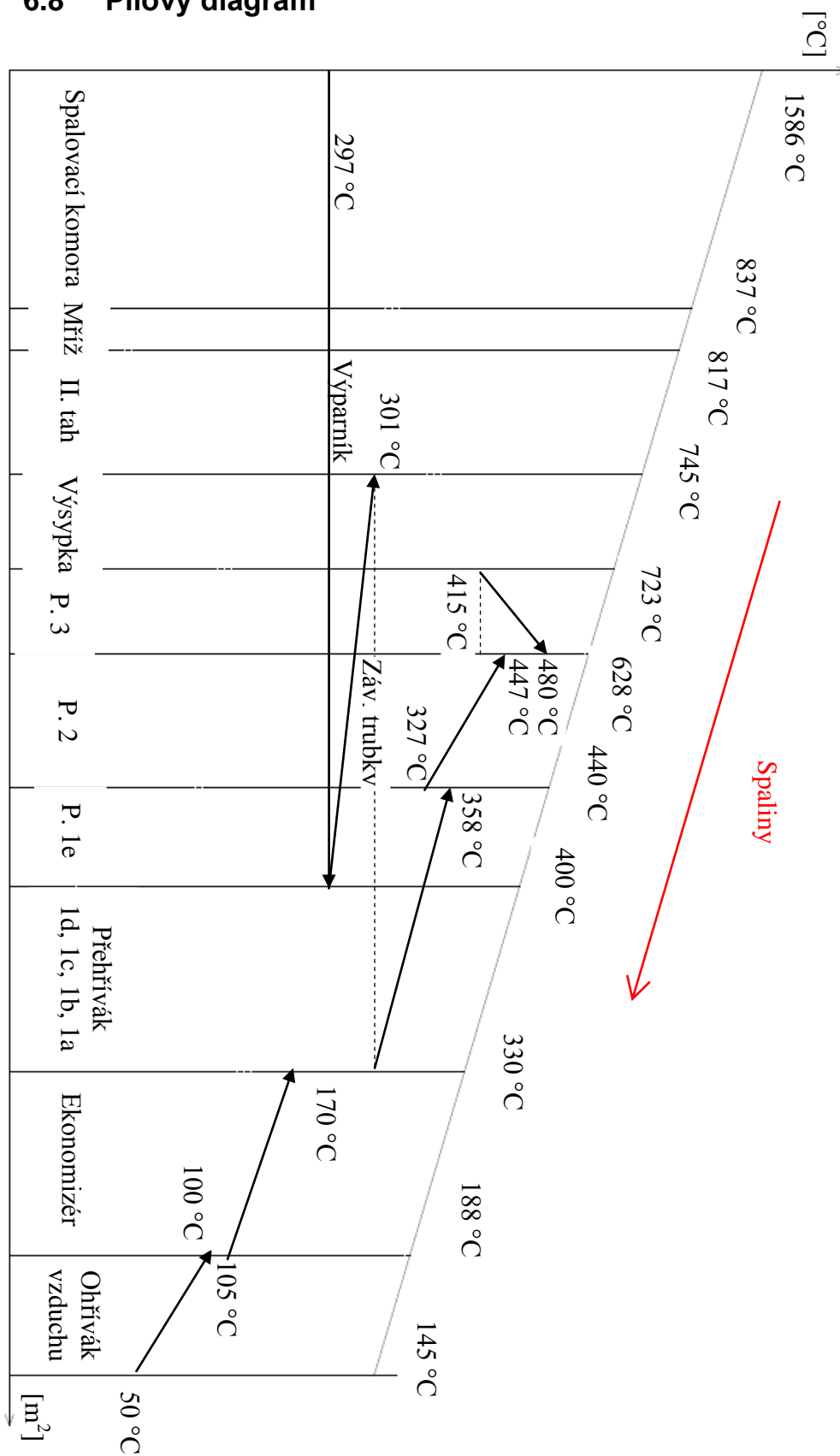
$$Q_c = Q_{p3} + Q_{p2} + Q_{p1} + Q_{zt} + Q_{výp} + Q_{eko} \quad (6-20)$$

$$Q_c = 2361,1 + 4850 + 2970,8 + 402,48 + 26265 + 3562,6 = 40412 \text{ kW}$$

Teplosměnná plocha		Teplota	Tlak	Entalpie	Tepelný výkon
		[°C]	[MPa]	[kJ/kg]	[kW]
Přehřívák 3	výstup (out)	480	7,5	3356	2361,1
	vstup (in)	414,95	7,7	3186	
Přehřívák 2	výstup (out)	447,28	7,7	3270,8	4850
	vstup (in)	327,23	7,9	2910,8	
Přehřívák 1	výstup (out)	357,95	7,9	3016,8	2970,8
	vstup (in)	301,19	8,1	2786,8	
Závěsné trubky	výstup (out)	301,19	8,1	2786,8	402,48
	vstup (in)	296,74	8,2	2755,6	
Výparník	výstup (out)	296,74	8,2	2755,6	26265
	vstup (in)	296,74	8,2	1326,6	
Ekonomizér	výstup (out)	169,74	8,2	722,16	3562,6
	vstup (in)	105	8,4	446,35	

Tab. 6.2: Přehled vypočtených hodnot ze strany média

6.8 Pilový diagram



Obr. 6.3: Pilový diagram

7 Mříž

Mříž je teplosměnná plocha mezi prvním a druhým tahem. Tvoří ji membránové trubky o průměru 60,3 mm, nejsou zde praporky. Trubky jsou roztrojené a řady jsou za sebou ve směru proudění spalin. Výška mříže byla vypočtena v kapitole 5.1, viz (5-11). Zbylé parametry mříže jsou uvedeny v Tab. 7.1.

Výpočet proveden dle [1].

Výška mříže	c	[m]	3,4
Šířka mříže	a	[m]	3,78
Příčná rozteč	s ₁	[m]	0,27
Podélná rozteč	s ₂	[m]	0,09
Průměr trubek mříže	D	[m]	0,0603
Počet trubek v řadě	n _{tr}	[-]	13
Počet řad	n _{řad}	[-]	3

Tab. 7.1: Parametry mříže

Tepelný výpočet se provádí pro zvolenou teplotu na výstupu z mříže. Na konci kapitoly je zvolená teplota zkontrolována, pokud se teplota skutečná od zvolené příliš neliší, výpočet je proveden správně. Pokud se teploty liší výrazně, je třeba zvolit novou výstupní teplotu a tepelný výpočet opakovat. Takto se postupuje ve výpočtech i u následujících výhřevných ploch.

Teplota spalin na vstupu do mříže

$$t_{sp1}^m = t_{ko}^{skut} = 837,37^\circ\text{C}$$

Zvolená teplota spalin na výstupu z mříže

$$t_{sp2}^m = 817^\circ\text{C}$$

Střední teplota spalin v mříži

$$t_{stř}^m = \frac{t_{sp1}^m + t_{sp2}^m}{2} = \frac{837,37 + 817}{2} = 827,18^\circ\text{C} \quad (7-1)$$

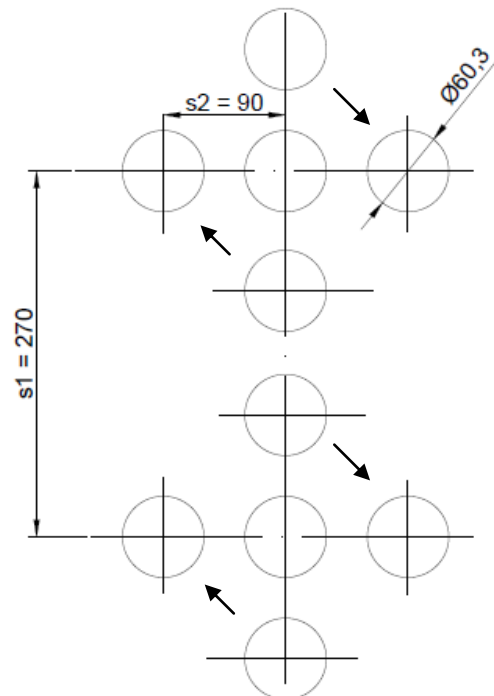
$$T_{stř}^m = t_{stř}^m + 273,15 = 827,18 + 273,15 = 1100,36\text{K} \quad (7-2)$$

Přepočet rychlosti proudění spalin

$$w_{sp} = \frac{O_{SP}^V \cdot M_{pv}}{c \cdot (a - n_{tr} \cdot D)} \cdot \frac{273,15 \cdot t_{stř2}}{273,15}$$

$$w_{sp} = \frac{4,981 \cdot 3,5158}{3,4 \cdot (3,78 - 13 \cdot 0,0603)} \cdot \frac{273,15 \cdot 827,18}{273,15} \quad (7-3)$$

$$w_{sp} = 6,92\text{m} / \text{s}$$



Obr. 7.1: Schéma mříže

7.1 Součinitel přestupu tepla

Součinitel přestupu tepla konvekcí

Součinitel se počítá pro příčné proudění spalin, pro uspořádání trubek za sebou.

$$\alpha_k = 0,2 \cdot c_z \cdot c_s \cdot \frac{\lambda_{sp}}{D} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot D}{\nu_{sp}} \right)^{0,65} \cdot Pr_{sp}^{0,33} \quad (7-4)$$

$$\alpha_k = 0,2 \cdot 0,923 \cdot 0,909 \cdot \frac{0,097}{0,06} \cdot \left(\frac{6,925 \cdot 0,06}{0,00014} \right)^{0,65} \cdot 0,61249^{0,33} = 41,786 \text{ W} / \text{m}^2 \text{ K}$$

Kde: c_z – korekční součinitel na počet řad svazku v podélném směru [-]
 c_s – korekční součinitel v závislosti na poměrné příčné a podélné rozteči trubek [-]
 λ_{sp} – součinitel tepelné vodivosti [W/mK] dle [1], viz Tab. 7.2
 ν_{sp} – kinematická viskozita [m²/s] dle [1], viz Tab. 7.2
 Pr_{sp} – Prandtlovo číslo [-] dle [1], viz Tab. 7.2

Vlastnosti spalin

Jsou dopočítány pomocí interpolace pro danou teplotu spalin a určitou vlhkost spalin.

Pro H ₂ O = 16,3%, $t_{stř}^m = 827,185^\circ\text{C}$			
Součinitel tepelné vodivosti	λ_{sp}	[W/mK]	0,09732
Kinematická viskozita	ν_{sp}	[m ² /s]	0,00014
Prandtlovo číslo	Pr_{sp}	[-]	0,61249

Tab. 7.2: Vlastnosti spalin [1]

Korekční součinitel na počet řad svazku v podélném směru

V závislosti na počtu řad $n_{řad} < 10$, platí vztah

$$c_z = 0,91 + 0,0125 \cdot (n_{řad} - 2) = 0,91 + 0,0125 \cdot (3 - 2) = 0,9225 \quad (7-5)$$

Korekční součinitel v závislosti na poměrné příčné a podélné rozteči trubek

V závislosti na $\sigma_2 < 2$ a $\sigma_1 > 3$ do vzorce pro korekční součinitel se dosazuje $\sigma_1 = 3$ [1].

$$c_s = \left[1 + (2 \cdot \sigma_1 - 3) \cdot \left(1 - \frac{\sigma_2}{2} \right)^3 \right]^{-2} = \left[1 + (2 \cdot 3 - 3) \cdot \left(1 - \frac{1,49}{2} \right)^3 \right]^{-2} = 0,90875 \quad (7-6)$$

Poměrná příčná rozteč

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0,27}{0,06} = 4,477 \quad (7-7)$$

Poměrná podélná rozteč

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0,09}{0,06} = 1,49 \quad (7-8)$$

Součinitel přestupu tepla sáláním pro zaprášené spaliny

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a_\xi \cdot T_{stř}^{m^3} \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_{stř}^m}\right)^4}{1 - \left(\frac{T_z}{T_{stř}^m}\right)} \quad (7-9)$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,1864 \cdot 1100,33^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{649,888}{1100,33}\right)^4}{1 - \left(\frac{649,888}{1100,33}\right)} = 27,3292 \text{ W / m}^2 \text{ K}$$

Kde: a_{st} – stupeň černosti povrchu stěn [-], $a_{st}=0,8$ dle [1]
 a_ξ – stupeň černosti zaprášeného proudu spalin [-]
 T_z – absolutní teplota zaneseného povrchu plochy [K]

Stupeň černosti zaprášeného proudu spalin

$$a_\xi = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-5,05860,10,4078} = 0,18638 \quad (7-10)$$

Součinitel zeslabení sálání

$$k = k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu = 5,0586 + 0 = 5,0586 \text{ m}^{-1} \cdot \text{MPa}^{-1} \quad (7-11)$$

Kde: $k_p \cdot \mu$ – v následujících výpočtech zanedbávám dle [2], má minimální vliv na součinitel zeslabení sálání
 r_{sp} – součet objemových podílů tříatomových plynů ve spalinách viz (5-29)

Součinitel zeslabení sálání nesvítivými tříatomovými plyny

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T_{stř}^m}{1000} \right) \cdot r_{sp}$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,1663}{3,16 \cdot \sqrt{0,029 \cdot 0,41}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{1100,33}{1000} \right) \cdot 0,2896 \quad (7-12)$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = 5,05862 \text{ m}^{-1} \cdot \text{MPa}^{-1}$$

Kde: r_{H_2O} – objemový podíl tříatomových plynů ve spalinách viz (5-28)
 p_{sp} – parciální tlak tříatomových plynů (5-30)

Efektivní tloušťka sálavé vrstvy pro svazky z hladkých trubek

$$s = 0,9 \cdot D \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{D^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,06 \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{0,27 \cdot 0,09}{0,06^2} - 1 \right) = 0,40775 \text{ m} \quad (7-13)$$

Absolutní teplota zaneseného povrchu plochy

$$T_z = 273,15 + t_{in}^{výp} + \Delta t_m = 273,15 + 296,74 + 80 = 649,888 \text{ K} \quad (7-14)$$

Kde: Δt_m – pro mříž na výstupu ze spalovací komory, $\Delta t_m = 80^\circ\text{C}$ dle [1]

Celkový součinitel přestupu tepla ze strany spalin

$$\alpha_c = \omega \cdot (\alpha_k + \alpha_s) = 1 \cdot (41,7859 + 27,3292) = 69,1151 \text{ W} / \text{m}^2 \text{ K} \quad (7-15)$$

Kde: ω – součinitel využití, který charakterizuje neúplnost proudění, $\omega = 1$

7.2 Součinitel prostupu tepla

$$k = \psi \cdot \alpha_c = 0,65 \cdot 69,1151 = 44,9248 \text{ W} / \text{m}^2 \text{ K} \quad (7-16)$$

Kde: ψ – součinitel tepelné efektivity paliva, $\psi = 0,65$ dle [1]

7.3 Teplo odebrané spalinám mříží

$$Q_m = k \cdot S_m \cdot \Delta t \cdot 10^{-3} = 44,9248 \cdot 25,7505 \cdot 530,381 \cdot 10^{-3} = 613,565 \text{ kW} \quad (7-17)$$

Kde: S_m – teplosměnná plocha mříže [m^2]
 Δt – střední teplotní logaritmický spád [$^\circ\text{C}$]

Teplosměnná plocha mříže

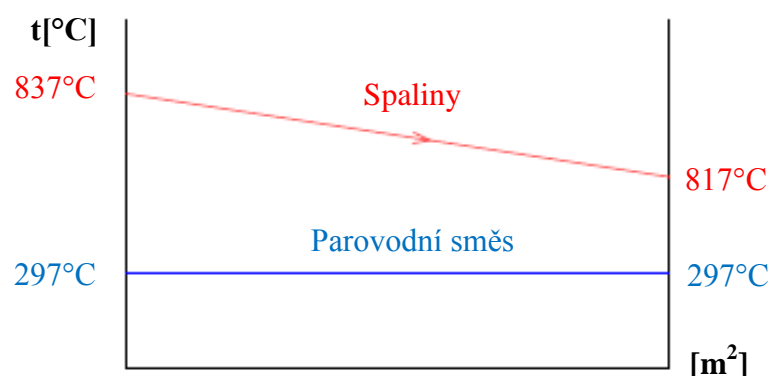
$$S_m = \pi \cdot D \cdot c \cdot (n_{tr} \cdot n_{řad} + 1) = \pi \cdot 0,06 \cdot 3,4 \cdot (13 \cdot 3 + 1) = 25,7505 \text{ m}^2 \quad (7-18)$$

Střední teplotní logaritmický spád

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{540,63 - 520,26}{\ln \frac{540,63}{520,26}} = 530,38^\circ\text{C} \quad (7-19)$$

$$\Delta t_1 = t_{sp1}^m - t_{in}^{výp} = 837,37 - 296,74 = 540,63^\circ\text{C} \quad (7-20)$$

$$\Delta t_2 = t_{sp2}^m - t_{in}^{výp} = 817 - 296,74 = 520,26^\circ\text{C} \quad (7-21)$$



Obr. 7.2: Tepelné schéma mříže

7.4 Výsledná teplota spalin na výstupu z mříže

Teplo spalin na vstupu do mříže

$$Q_{sp1} = I_{SP}^{837} \cdot M_{pv} = 6358,35 \cdot 3,5158 = 22354,73 \text{ kW} \quad (7-22)$$

Kde: I_{SP}^{837} – entalpie spalin na vstupu do mříže [kJ/kg], viz Tab. 3.2
 M_{pv} – množství paliva skutečně spáleného [kg/s], viz (4-16)

Teplo spalin na výstupu z mříže

$$Q_{sp2} = Q_{sp1} - Q_m = 22354,73 - 613,5647 = 21741,16 \text{ kW} \quad (7-23)$$

Entalpie spalin na výstupu z mříže

$$I_{sp2} = \frac{Q_{sp2}}{M_{pv}} = \frac{21741,16}{3,5158} = 6183,834 \text{ kJ/kg} \quad (7-24)$$

Skutečná teplota výstupních spalin na výstupu z mříže

Vypočteno lineární interpolací pomocí Tab. 3.2, entalpii spalin na výstupu z mříže odpovídá teplota $t_{sp2}^m = 816,54^\circ\text{C}$. Tato teplota se liší od zvolené teploty (817°C) o $0,46^\circ\text{C}$. Tento výsledek je dostatečně přesný.

8 Druhý tah

V druhém tahu nejsou umístěny žádné teplosměnné plochy, z důvodu snížení teploty spalin. Tah je tvořen pouze membránovými stěnami. Tyto stěny se nachází mezi mříží a výsypkou.

Nejdříve je určena teplota spalin na výstupu z druhého tahu., která je následně výpočtem zkontrolována. Hloubka tahu se určí jako násobek rozteče membránových trubek, tedy násobek 90 mm. Dále je zvolena výška tahu po výsypku $H=9,2$ m viz Obr. 8.1. Tímto vznikne dostatek prostoru pro umístění trysek sekundárního vzduchu.

Výpočet proveden dle [1].

Teplota spalin na vstupu do druhého tahu

$$t_{sp1}^2 = t_{sp2}^m = 816,54^\circ\text{C}$$

Zvolená teplota spalin na výstupu z druhého tahu

$$t_{sp2}^2 = 745^\circ\text{C}$$

Střední teplota spalin ve druhém tahu

$$t_{stř}^2 = \frac{t_{sp1}^2 + t_{sp2}^2}{2} = \frac{816,54 + 745}{2} = 780,77^\circ\text{C} \quad (8-1)$$

$$T_{stř}^2 = t_{stř}^2 + 273,15 = 780,77 + 273,15 = 1053,92\text{K} \quad (8-2)$$

Teoretický plošný průřez spalin ve druhém tahu

$$F_{SP} = \frac{O_{SP}^V \cdot M_{pv}}{w_{sp}} \cdot \frac{T_{stř}^2}{273,15} = \frac{4,981 \cdot 3,516}{8} \cdot \frac{1053,92}{273,15} = 8,446\text{m}^2 \quad (8-3)$$

Kde: w_{sp} – zvolená rychlost spalin ve druhém tahu, $w_{sp}=8$ m/s

Hloubka druhého tahu

$$b_2 = \frac{F_{SP}}{a} = \frac{8,446}{3,78} = 2,23\text{m} \Rightarrow b_2 = 25 \cdot 0,09 = 2,25\text{m} \quad (8-4)$$

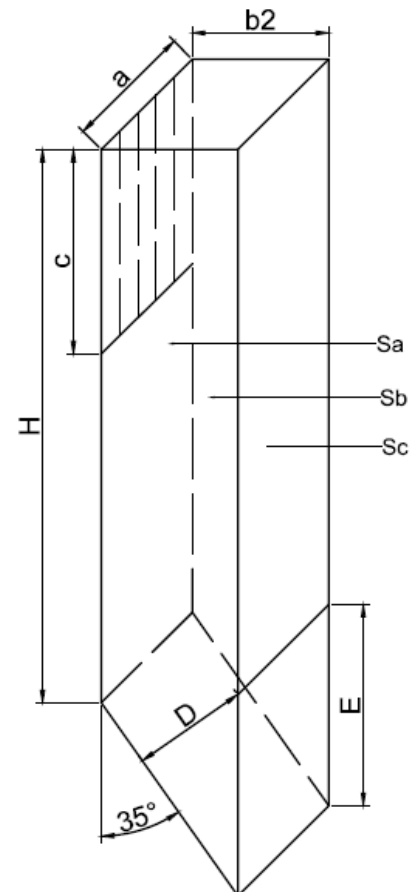
Skutečná rychlost proudění spalin ve druhém tahu

$$w_{sp} = \frac{O_{SP}^V \cdot M_{pv}}{a \cdot b_2} \cdot \frac{T_{stř}^2}{273,15} = \frac{4,981 \cdot 3,516}{3,78 \cdot 2,25} \cdot \frac{1053,92}{273,15} = 7,94\text{m/s} \quad (8-5)$$

Teoretický plošný průřez spalin v nejužším místě druhého tahu

$$F_{SP\min} = \frac{O_{SP}^V \cdot M_{pv}}{w_{sp}} \cdot \frac{(273,15 + t_{sp2}^2)}{273,15} = \frac{4,981 \cdot 3,516}{9} \cdot \frac{(273,15 + 745)}{273,15} = 7,253\text{m}^2 \quad (8-6)$$

Kde: w_{sp} – zvolená rychlost spalin v nejužším místě druhého tahu, $w_{sp}=9$ m/s



Obr. 8.1: 2. tah

Rozměr D

$$D = \frac{F_{SP\min}}{a} = \frac{7,253}{3,78} = 1,919m \quad (8-7)$$

Rozměr E

$$E = \frac{D}{\sin 35^\circ} = \frac{1,919}{\sin 35^\circ} = 3,345m \quad (8-8)$$

Plocha přední stěny druhého tahu včetně zkosené části stěny

$$S_a = a \cdot H + a \cdot \frac{b_2}{\sin 35^\circ} = 3,78 \cdot 9,2 + 3,78 \cdot \frac{2,25}{\sin 35^\circ} = 49,604m^2 \quad (8-9)$$

Plocha boční stěny druhého tahu

$$S_b = b_2 \cdot H + 0,5 \cdot \left(b_2 \cdot \frac{b_2}{\operatorname{tg} 35^\circ} \right) = 2,25 \cdot 9,2 + 0,5 \cdot \left(2,25 \cdot \frac{2,25}{\operatorname{tg} 35^\circ} \right) = 24,315m^2 \quad (8-10)$$

Plocha zadní stěny druhého tahu

$$S_c = \left(H + \frac{b_2}{\operatorname{tg} 35^\circ} - E \right) \cdot a = \left(9,2 + \frac{2,25}{\operatorname{tg} 35^\circ} - 3,345 \right) \cdot 3,78 = 34,278m^2 \quad (8-11)$$

8.1 Součinitel přestupu tepla

Součinitel přestupu tepla konvekcí pro podélné proudění

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{\lambda_{sp}}{d_e} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot d_e}{\nu_{sp}} \right)^{0,8} \cdot \operatorname{Pr}_{sp}^{0,4} \quad (8-12)$$

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{0,0931}{2,821} \cdot \left(\frac{7,94 \cdot 2,821}{0,00013} \right)^{0,8} \cdot 0,617^{0,4} = 9,662W / m^2 K$$

Kde: λ_{sp} , ν_{sp} , Pr_{sp} – vlastnosti spalin dle [1], viz Tab. 8.1
de - ekvivalentní průměr spalin [m]

Vlastnosti spalin

Jsou dopočítány pomocí interpolace pro danou teplotu spalin a určitou vlhkost spalin.

Pro $H_2O = 16,3\%$, $t_{stř}^2 = 780,77^\circ C$			
Součinitel tepelné vodivosti	λ_{sp}	[W/mK]	0,0931
Kinematická viskozita	ν_{sp}	[m ² /s]	0,00013
Prandtlovo číslo	Pr_{sp}	[-]	0,61713

Tab. 8.1: Vlastnosti spalin [1]

Ekvivalentní průměr spalin

$$d_e = \frac{4 \cdot a \cdot b_2}{O} = \frac{4 \cdot 3,78 \cdot 2,25}{2 \cdot (3,78 + 2,25)} = 2,821m \quad (8-13)$$

Kde: O – obvod kanálu druhého tahu [m]

Součinitel přestupu tepla sáláním pro zaprášené spaliny

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a_c \cdot T_{stř}^2 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_{stř}}\right)^4}{1 - \left(\frac{T_z}{T_{stř}}\right)^2} \quad (8-14)$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,3727 \cdot 1053,92^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{618,512}{1053,92}\right)^4}{1 - \left(\frac{618,512}{1053,92}\right)^2} = 47,7433W / m^2 K$$

Kde: a_{st} – stupeň černosti povrchu stěn [-], $a_{st}=0,8$ dle [1]

Stupeň černosti zaprášeného proudu spalin

$$a_c = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-2,16530,1 \cdot 2,1533} = 0,3727 \quad (8-15)$$

Součinitel zeslabení sálání

$$k = k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu = 2,16527 + 0 = 2,16527m^{-1} \cdot MPa^{-1} \quad (8-16)$$

Součinitel zeslabení sálání nespítivými tříatomovými plyny

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T_{stř}^2}{1000} \right) \cdot r_{sp} \quad (8-17)$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,1663}{3,16 \cdot \sqrt{0,029 \cdot 2,153}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{1053,92}{1000} \right) \cdot 0,2896 = 2,16527m^{-1} \cdot MPa^{-1}$$

Efektivní tloušťka sálové vrstvy pro objemy bez trubkových svazků

$$s = 3,6 \cdot \frac{V}{F_{st}} = 3,6 \cdot \frac{91,911}{153,661} = 2,1533m \quad (8-18)$$

Kde: V – objem sálající vrstvy [m³]
 F_{st} – povrch stěn sálající vrstvy [m²]

Objem sálající vrstvy

$$V = S_b \cdot a = 24,315 \cdot 3,78 = 91,911m^3 \quad (8-19)$$

Povrch stěn sálající vrstvy

$$F_{st} = 2 \cdot S_b + S_a + S_c + a \cdot b_2 + a \cdot E \quad (8-20)$$

$$F_{st} = 2 \cdot 24,315 + 49,604 + 34,278 + 3,78 \cdot 2,25 + 3,78 \cdot 3,345 = 153,661 m^2$$

Absolutní teplota zaneseného povrchu plochy

$$T_z = 273,15 + t_{in}^{výp} + \varepsilon_{ms} \cdot \frac{M_{pv} \cdot (I_{SP}^{817} - I_{SP}^{745})}{S_2} \cdot 10^3 \quad (8-21)$$

$$T_z = 273,15 + 296,74 + 0,003 \cdot \frac{3,516 \cdot (6183,83 - 5592,99)}{128,165} \cdot 10^3 = 618,512 K$$

Kde: ε_{ms} – součinitel zanesení membránové stěny [-], $\varepsilon_{ms}=0,003$

I_{SP}^i – entalpie spalin na vstupu a výstupu z druhého tahu [kJ/kg], viz Tab. 3.2

S_2 – plocha výhřevných ploch ve druhém tahu [m²]

Plocha výhřevných ploch druhého tahu

$$S_2 = 2 \cdot S_b + S_c + S_a + a \cdot b_2 - c \cdot a \quad (8-22)$$

$$S_2 = 2 \cdot 24,315 + 34,27 + 49,604 + 3,78 \cdot 2,25 - 3,4 \cdot 3,78 = 128,165 m^2$$

Celkový součinitel přestupu tepla ze strany spalin

$$\alpha_c = \omega \cdot (\alpha_k + \alpha_s) = 0,9 \cdot (9,6621 + 47,743) = 51,6648 W / m^2 K \quad (8-23)$$

Kde: ω – součinitel využití, který charakterizuje neúplnost proudění, $\omega=0,9$

8.2 Součinitel prostupu tepla

$$k = \psi \cdot \alpha_c = 0,65 \cdot 51,6648 = 33,5821 W / m^2 K \quad (8-24)$$

Kde: ψ – součinitel tepelné efektivity paliva, $\psi=0,65$ dle [1]

8.3 Teplo odebrané spalinám druhým tahem

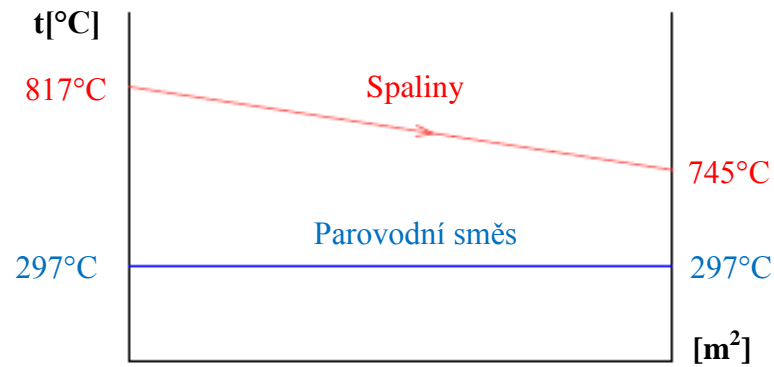
$$Q_2 = k \cdot S_2 \cdot \Delta t \cdot 10^{-3} = 33,5821 \cdot 128,165 \cdot 483,149 \cdot 10^{-3} = 2079,49 kW \quad (8-25)$$

Střední teplotní logaritmický spád

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{519,8 - 448,262}{\ln \frac{519,8}{448,262}} = 483,149^\circ C \quad (8-26)$$

$$\Delta t_1 = t_{sp1}^2 - t_{in}^{výp} = 816,538 - 296,74 = 519,8^\circ C \quad (8-27)$$

$$\Delta t_2 = t_{sp2}^2 - t_{in}^{výp} = 745 - 296,74 = 448,262^\circ C \quad (8-28)$$



Obr. 8.2: Tepelné schéma druhého tahu

8.4 Výsledná teplota spalin na výstupu z druhého tahu

Teplo spalin na vstupu do druhého tahu

$$Q_{sp1} = Q_{sp2} = 21741,16 \text{ kW viz (7-23)} \quad (8-29)$$

Teplo spalin na výstupu z druhého tahu

$$Q_{sp2} = Q_{sp1} - Q_2 = 21741,16 - 2079,49 = 19661,7 \text{ kW} \quad (8-30)$$

Entalpie spalin na výstupu z druhého tahu

$$I_{sp2} = \frac{Q_{sp2}}{M_{pv}} = \frac{19661,7}{3,516} = 5592,36 \text{ kJ / kg} \quad (8-31)$$

Skutečná teplota výstupních spalin na výstupu z druhého tahu

Vypočteno lineární interpolací pomocí Tab. 3.2, entalpii spalin na výstupu z druhého tahu odpovídá teplota $t_{sp2}^2 = 744,923^\circ\text{C}$. Tato teplota se liší od zvolené teploty (745°C) o $0,077^\circ\text{C}$. Tento výsledek je dostatečně přesný.

9 Návrh hloubky třetího tahu

Před samotným výpočtem výsypky mezi druhým a třetím tahem je zapotřebí navrhnout hloubku třetího tahu. Ta se určí na základě zvolené rychlosti spalin na vstupu do přehříváku 2. Pro toto místo je vypočten světlý průřez spalin, z něho je určena potřebná hloubka třetího tahu. Hloubka musí být opět násobkem 90 mm, aby odpovídala rozteči membránových trubek ve stěně tahu. Ve výpočtu je uvažováno, že délka výhřevných trubek přehříváku je srovnatelná s hloubkou třetího tahu.

Světlý průřez spalin

$$F_{sp} = \frac{O_{SP}^V \cdot M_{pv} \cdot (273,15 + t_{sp1}^{p2})}{w_{sp} \cdot 273,15} = \frac{4,9809 \cdot 3,516 \cdot (273,15 + 628)}{6,5 \cdot 273,15} = 8,888m^2 \quad (9-1)$$

Kde: w_{sp} – zvolená rychlost spalin na vstupu do přehříváku 2, $w_{sp}=6,5$ m/s
 t_{sp1}^{p2} – teplota spalin na vstupu do přehříváku 2 [°C], viz kapitola 12

Hloubka třetího tahu

$$b_3 = \frac{F_{sp} + n_{zt} \cdot \frac{\pi \cdot D_{zt}^2}{4}}{a - n_{tr} \cdot D} = \frac{8,888 + 38 \cdot \frac{\pi \cdot 0,038^2}{4}}{3,78 - 37 \cdot 0,038} = 3,76 \Rightarrow 41 \cdot 0,09 = 3,69m \quad (9-2)$$

Kde: n_{zt} – celkový počet závěsných trubek [-], viz Obr. 11.1
 D_{zt} – vnější průměr závěsných trubek [m], viz Tab. 10.3
 n_{tr} – počet trubek v jedné řadě přehříváku 2 [-], viz Tab. 12.1
 D – vnější průměr trubek přehříváku 2 [m], viz Tab. 12.1

10 Výsypka mezi druhým a třetím tahem

Mezi druhým a třetím tahem je umístěna výsypka. Slouží k odpopílkování spalin, tím jsou chráněny výhřevné plochy proti zalepování. Výsypka je tvořena membránovými stěnami a výstupní částí závěsných trubek.

Teplota spalin na vstupu do výsypky

$$t_{sp1}^{výš} = t_{sp2}^2 = 744,923^\circ\text{C}$$

Zvolená teplota spalin na výstupu z výsypky

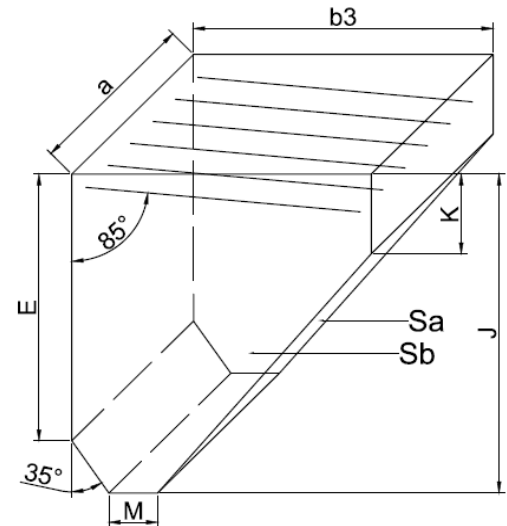
$$t_{sp2}^{výš} = 723^\circ\text{C}$$

Střední teplota spalin ve výsypce

$$t_{stř}^{výš} = \frac{t_{sp1}^{výš} + t_{sp2}^{výš}}{2} = \frac{744,923 + 723}{2} = 733,962^\circ\text{C} \quad (10-1)$$

$$T_{stř}^{výš} = t_{stř}^{výš} + 273,15 = 733,962 + 273,15 = 1007,11\text{K} \quad (10-2)$$

Pomocí goniometrických funkcí jsou vypočteny rozměry výsypky označené na Obr. 10.1, velikost rozměrů je zaznamenána v Tab. 10.1.



Obr. 10.1: Výsypka

Plocha přední stěny výsypky	S_a	[m ²]	18,864
Plocha boční stěny výsypky	S_b	[m ²]	10,663
Výška výsypky	J	[m]	4
Rozměr	K	[m]	1
Délka závěsných trubek, sklon 5 °	L	[m]	3,7041

Tab. 10.1: Rozměry výsypky

Uvažuje se, že závěsné trubky jsou umístěny ve dvou řadách nad sebou po celé hloubce třetího tahu. Počet závěsných trubek je ovlivněn počtem trubek v přehříváku 2 viz Obr. 11.1. Délka závěsných trubek je uvedena v Tab. 10.1, počítáno je se sklonem trubek o 5 ° dle Obr. 10.1. Otvor pro odvod popílku je volen $M=0,6$ m.

Světlý průřez spalin ve výsypce

$$F_{sp} = a \cdot L - n_{tr} \cdot D_{zt} \cdot L = 3,78 \cdot 3,7041 - 19 \cdot 0,038 \cdot 3,7041 = 11,468\text{m}^2 \quad (10-3)$$

Kde: n_{tr} – počet závěsných trubek v jedné řadě [-], viz Tab. 10.3

Rychlosti proudění spalin ve výsypce

$$w_{sp} = \frac{O_{SP}^V \cdot M_{pv}}{F_{sp}} \cdot \frac{T_{stř}^{výš}}{273,15} = \frac{4,981 \cdot 3,516}{11,468} \cdot \frac{1007,1}{273,15} = 5,63\text{m/s} \quad (10-4)$$

10.1 Membránové stěny

10.1.1 Součinitel přestupu tepla

Součinitel přestupu tepla konvekcí pro podélné proudění

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{\lambda_{sp}}{d_e} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot d_e}{\nu_{sp}} \right)^{0,8} \cdot Pr_{sp}^{0,4} \quad (10-5)$$

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{0,0886}{0,302} \cdot \left(\frac{5,63 \cdot 0,302}{0,00012} \right)^{0,8} \cdot 0,6218^{0,4} = 11,723 \text{ W} / \text{m}^2 \text{ K}$$

Kde: λ_{sp} , ν_{sp} , Pr_{sp} – vlastnosti spalin dle [1], viz Tab. 10.2

Vlastnosti spalin

Jsou dopočítány pomocí interpolace pro danou teplotu spalin a určitou vlhkost spalin.

Pro $\text{H}_2\text{O} = 16,3\%$, $t_{stř}^{výš} = 733,96^\circ\text{C}$			
Součinitel tepelné vodivosti	λ_{sp}	[W/mK]	0,08859
Kinematická viskozita	ν_{sp}	[m ² /s]	0,00012
Prandtlovo číslo	Pr_{sp}	[-]	0,62181

Tab. 10.2: Vlastnosti spalin ve výšypce [1]

Ekvivalentní průměr spalin

$$d_e = \frac{4 \cdot F_{sp}}{O} = \frac{4 \cdot 11,468}{152,02} = 0,302 \text{ m} \quad (10-6)$$

Obvod průřezu kanálu ve výšypce

$$O = 2 \cdot (a + L) + n_{zt} \cdot L = 2 \cdot (3,78 + 3,704) + 38 \cdot 3,704 = 152,02 \text{ m} \quad (10-7)$$

Kde: n_{zt} – celkový počet závěsných trubek

Součinitel přestupu tepla sáláním pro zaprášené spaliny

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a_\varepsilon \cdot T_{stř}^{výš}{}^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_{stř}^{výš}} \right)^4}{1 - \left(\frac{T_z}{T_{stř}^{výš}} \right)} \quad (10-8)$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,3776 \cdot 1007,11^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{618,268}{1007,11} \right)^4}{1 - \left(\frac{618,268}{1007,11} \right)} = 43,9668 \text{ W} / \text{m}^2 \text{ K}$$

Kde: a_{st} – stupeň černosti povrchu stěn [-], $a_{st}=0,8$ dle [1]

Stupeň černosti zaprášeného proudu spalin

$$a_c = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-2,2560,1 \cdot 2,101} = 0,37757 \quad (10-9)$$

Součinitel zeslabení sálání

$$k = k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu = 2,256 + 0 = 2,256 m^{-1} \cdot MPa^{-1} \quad (10-10)$$

Součinitel zeslabení sálání nespítivými tříatomovými plyny

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T_{stř}^{výš}}{1000} \right) \cdot r_{sp} \quad (10-11)$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,1663}{3,16 \cdot \sqrt{0,029 \cdot 2,101}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{1007,1}{1000} \right) \cdot 0,2896 = 2,256 m^{-1} \cdot MPa^{-1}$$

Efektivní tloušťka sálové vrstvy pro objemy bez trubkových svazků

$$s = 3,6 \cdot \frac{V}{F_{st}} = 3,6 \cdot \frac{40,305}{69,051} = 2,101 m \quad (10-12)$$

Objem sálající vrstvy

$$V = S_b \cdot a = 10,663 \cdot 3,78 = 40,305 m^3 \quad (10-13)$$

Povrch stěn sálající vrstvy

$$F_{st} = 2 \cdot S_b + S_a + a \cdot M + a \cdot E + a \cdot b_3 \quad (10-14)$$

$$F_{st} = 2 \cdot 10,663 + 18,864 + 3,78 \cdot 0,6 + 3,78 \cdot 3,345 + 3,78 \cdot 3,69 = 69,051 m^2$$

Absolutní teplota zaneseného povrchu plochy

$$T_z = 273,15 + t_{in}^{výš} + \varepsilon_{ms} \cdot \frac{M_{pv} \cdot (I_{SP}^{744} - I_{SP}^{723})}{S_{výš}} \cdot 10^3 \quad (10-15)$$

$$T_z = 273,15 + 296,74 + 0,003 \cdot \frac{3,516 \cdot (5592,36 - 5408,02)}{40,1897} \cdot 10^3 = 618,268 K$$

Kde: ε_{ms} – součinitel zanesení membránové stěny [-], $\varepsilon_{ms} = 0,003$

I_{SP}^t – entalpie spalin na vstupu a výstupu z výsyvky [kJ/kg], viz Tab. 3.2

$S_{výš}$ – plocha výhřevných ploch výsyvky [m²]

Plocha výhřevných ploch výsyvky

$$S_{výš} = 2 \cdot S_b + S_a = 2 \cdot 10,6627 + 18,8643 = 40,1897 m^2 \quad (10-16)$$

Celkový součinitel přestupu tepla ze strany spalin

$$\alpha_c = \omega \cdot (\alpha_k + \alpha_s) = 0,75 \cdot (11,7227 + 43,9668) = 41,7671 W / m^2 K \quad (10-17)$$

Kde: ω – součinitel využití, který charakterizuje neúplnost proudění, $\omega = 0,75$

10.1.2 Součinitel prostupu tepla

$$k = \psi \cdot \alpha_c = 0,65 \cdot 41,7671 = 27,1486 W / m^2 K \quad (10-18)$$

Kde: ψ – součinitel tepelné efektivity paliva, $\psi = 0,65$ dle [1]

10.1.3 Teplo odebrané spalinám membránovou stěnou ve výsypce

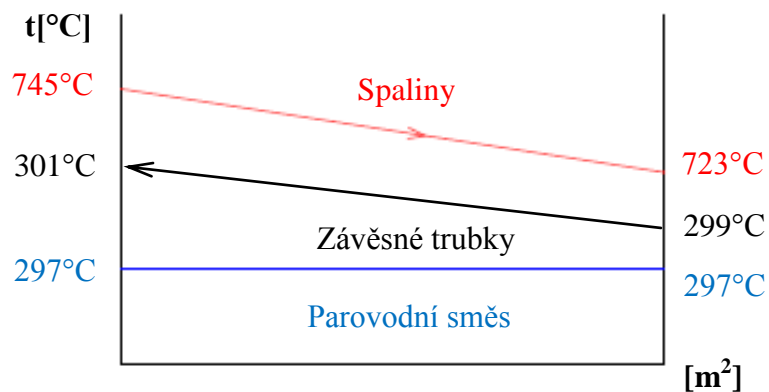
$$Q_{vys} = k \cdot S_{vys} \cdot \Delta t \cdot 10^{-3} = 27,1486 \cdot 40,3049 \cdot 437,132 \cdot 10^{-3} = 476,952 \text{ kW} \quad (10-19)$$

Střední teplotní logaritmický spád

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{448,185 - 426,262}{\ln \frac{448,185}{426,262}} = 437,132^\circ\text{C} \quad (10-20)$$

$$\Delta t_1 = t_{sp1}^{vys} - t_{in}^{vyp} = 744,923 - 296,74 = 448,185^\circ\text{C} \quad (10-21)$$

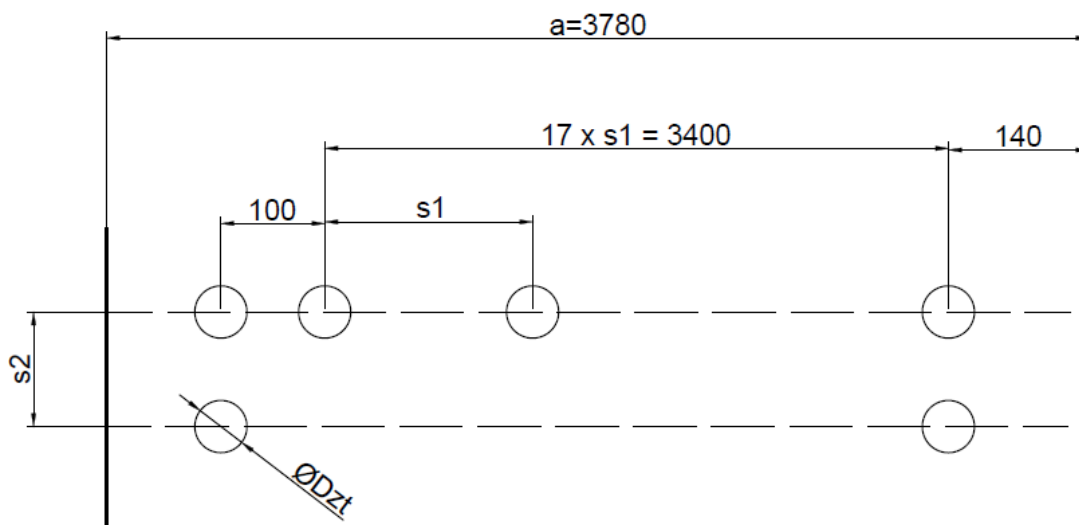
$$\Delta t_2 = t_{sp2}^{vys} - t_{in}^{vyp} = 723 - 296,74 = 426,262^\circ\text{C} \quad (10-22)$$



Obr. 10.2: Tepelné schéma výsypky

10.2 Závěsné trubky

Rozměry týkající se závěsných trubek jsou uvedeny v Tab. 10.3. Závěsné trubky mají nepatrně větší tloušťku stěny trubek, je tak voleno kvůli odolnosti před tahovým napětím, které způsobují zavěšené výhřevné plochy. Ve výpočtu se postupuje obdobně jako v předchozích a to zvolením teploty páry na vstupu a následné kontrole této teploty.



Obr. 10.3: Závěsné trubky

Vnější průměr trubky	D_{zt}	[m]	0,038
Tloušťka stěny trubky	t	[m]	0,0063
Vnitřní průměr trubky	d_{zt}	[m]	0,0254
Příčná rozteč trubek	s_1	[m]	0,2
Podélná rozteč trubek	s_2	[m]	0,15
Počet trubek v řadě	n_{tr}	[-]	19
Počet řad	$n_{řad}$	[-]	2

Tab. 10.3: Parametry závěsných trubek

10.2.1 Součinitel přestupu tepla ze strany páry

Součinitel přestupu tepla konvekcí pro podélné proudění

$$\alpha_p = 0,023 \cdot \frac{\lambda_p}{d_{zt}} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d_{zt}}{\nu_p} \right)^{0,8} \cdot Pr_p^{0,4} \quad (10-23)$$

$$\alpha_p = 0,023 \cdot \frac{0,0679}{0,0254} \cdot \left(\frac{16,4163 \cdot 0,0254}{4,68 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,8} \cdot 1,563^{0,4} = 4227,1267 \text{ W} / \text{m}^2 \text{ K}$$

Kde: λ_p , ν_p , Pr_p – vlastnosti páry dle [3], viz Tab. 10.5
 w_p – rychlost proudění páry [m/s]

Veličina	Jednotka	Vstup (in)	Výstup (out)	Střední hodnota
Tlak	[MPa]	$p_{in}^{zt} = 8,12$	$p_{out}^{zt} = 8,1$	$p_{stř}^{zt} = 8,11$
Teplota	[°C]	$t_{in}^{zt} = 299$	$t_{out}^{zt} = 301,19$	$t_{stř}^{zt} = 300,09$
Entalpie	[kJ/kg]	$i_{in}^{zt} = 2773,76$	$i_{out}^{zt} = 2786,76$	$i_{stř}^{zt} = 2780,26$
Měrný objem	[m ³ /kg]	$v_{in}^{zt} = 0,0235$	$v_{out}^{zt} = 0,024$	$v_{stř}^{zt} = 0,0238$

Tab. 10.4: Parametry páry v závěsných trubkách výsypky [3]

Vlastnosti páry

Jsou dopočítány pro střední hodnoty páry podle Tab. 10.4.

Součinitel tepelné vodivosti	λ_p	[W/mK]	0,067912
Dynamická viskozita	η_p	[kg/ms]	$1,97 \cdot 10^{-5}$
Hustota	ρ_p	[kg/m ³]	41,9852
Kinematická viskozita	ν_p	[m ² /s]	$4,68 \cdot 10^{-7}$
Prandtlovo číslo	Pr_p	[-]	1,563

Tab. 10.5: Vlastnosti páry v závěsných trubkách výsypky [3]

Rychlost proudění páry

$$w_p = \frac{(M_{pp} - M_{vp1} - M_{vp2}) \cdot v_{stř}^{zt}}{F_p} = \frac{(12,91667) \cdot 0,0238}{0,018739} = 16,416 \text{ m/s} \quad (10-24)$$

Kde: F_p – průtočný průřez pro páru [m^2]

Průtočný průřez pro páru

$$F_p = \frac{\pi \cdot d_{zt}^2}{4} \cdot n_{tr} \cdot n_{řad} = \frac{\pi \cdot 0,0254^2}{4} \cdot 19 \cdot 2 = 0,01873 \text{ m}^2 \quad (10-25)$$

10.2.2 Součinitel přestupu tepla ze strany spalin

Součinitel přestupu tepla konvekcí

Součinitel se počítá pro příčné proudění spalin, pro uspořádání trubek za sebou.

$$\alpha_k = 0,2 \cdot c_z \cdot c_s \cdot \frac{\lambda_{sp}}{D_{zt}} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot D_{zt}}{v_{sp}} \right)^{0,65} \cdot \text{Pr}_{sp}^{0,33} \quad (10-26)$$

$$\alpha_k = 0,2 \cdot 0,91 \cdot 1 \cdot \frac{0,0887}{0,038} \cdot \left(\frac{5,63 \cdot 0,038}{0,00012} \right)^{0,65} \cdot 0,6218^{0,33} = 47,043 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

Kde: c_s – korekční součinitel v závislosti na roztečích trubek, $c_s=1$ pro $\sigma_2 > 2$ dle [1]
 λ_{sp} , v_{sp} , Pr_{sp} – vlastnosti spalin dle Tab. 10.2

Korekční součinitel na počet řad svazku v podélném směru

V závislosti na počtu řad $n_{řad} < 10$, platí vztah

$$c_z = 0,91 + 0,0125 \cdot (n_{řad} - 2) = 0,91 + 0,0125 \cdot (2 - 2) = 0,91 \quad (10-27)$$

Poměrná příčná rozteč

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D_{zt}} = \frac{0,2}{0,038} = 5,263 \quad (10-28)$$

Poměrná podélná rozteč

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D_{zt}} = \frac{0,15}{0,038} = 3,947 \quad (10-29)$$

Součinitel přestupu tepla sáláním pro zaprášené spalin

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a_\varepsilon \cdot T_{stř}^{vys^3} \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_{stř}^{vys}} \right)^4}{1 - \left(\frac{T_z}{T_{stř}} \right)} \quad (10-30)$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,2695 \cdot 1007,11^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{649,994}{1007,11} \right)^4}{1 - \left(\frac{649,994}{1007,11} \right)} = 32,914 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

Kde: a_{st} – stupeň černosti povrchu stěn [-], $a_{st}=0,8$ dle [1]

Stupeň černosti zaprášeného proudu spalin

$$a_c = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-3,6050,10,871} = 0,2695 \quad (10-31)$$

Součinitel zeslabení sálání

$$k = k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu = 3,6053 + 0 = 3,6053 m^{-1} \cdot MPa^{-1} \quad (10-32)$$

Součinitel zeslabení sálání nsvítivými tříatomovými plyny

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T_{stř}^{vys}}{1000} \right) \cdot r_{sp} \quad (10-33)$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,1663}{3,16 \cdot \sqrt{0,029 \cdot 0,871}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{1007,11}{1000} \right) \cdot 0,2896 = 3,6053 m^{-1} \cdot MPa^{-1}$$

Efektivní tloušťka sálové vrstvy pro svazky z hladkých trubek

$$s = 0,9 \cdot D_{zt} \cdot \left(\frac{4 \cdot s_1 \cdot s_2}{\pi \cdot D_{zt}^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,038 \cdot \left(\frac{4 \cdot 0,2 \cdot 0,15}{\pi \cdot 0,038^2} - 1 \right) = 0,871 m \quad (10-34)$$

Absolutní teplota zaneseného povrchu plochy

$$T_z = 273,15 + t_{stř}^{zt} + \left(\varepsilon_{zt} + \frac{1}{\alpha_p} \right) \cdot \frac{Q_{zt}}{S_{zt}} \cdot 10^3 \quad (10-35)$$

$$T_z = 273,15 + 300,1 + \left(0,0035 + \frac{1}{4227,13} \right) \cdot \frac{167,948}{8,1765} \cdot 10^3 = 649,994 K$$

Kde: ε_{zt} -součinitel zanesení závěsných trubek [-], $\varepsilon_{zt}=0,0035$
 S_{zt} -teplosměnná plocha závěsných trubek ve výsypce [m^2]
 Q_{zt} -předběžné teplo odebrané závěsnými trubkami [kW]

Předběžné teplo odebrané závěsnými trubkami

$$Q_{zt} = (M_{pp} - M_{vp1} - M_{vp2}) \cdot (i_{out}^{zt} - i_{in}^{zt}) = (12,91667) \cdot (2786,76 - 2773,76) = 167,948 kW \quad (10-36)$$

Teplosměnná plocha závěsných trubek ve výsypce

$$S_{zt} = \pi \cdot D_{zt} \cdot \frac{L}{2} \cdot n_{tr} \cdot n_{rad} = \pi \cdot 0,038 \cdot \frac{3,7041}{2} \cdot 19 \cdot 2 = 8,1765 m^2 \quad (10-37)$$

Celkový součinitel přestupu tepla pro závěsné trubky ze strany spalin

$$\alpha_c = \omega \cdot (\alpha_k + \alpha_s) = 1 \cdot (47,0433 + 32,914) = 79,957 W / m^2 K \quad (10-38)$$

Kde: ω – součinitel využití, který charakterizuje neúplnost proudění, $\omega=1$

10.2.3 Součinitel prostupu tepla pro závěsné trubky

$$k = \frac{\psi \cdot \alpha_c}{1 + \frac{\alpha_c}{\alpha_p}} = \frac{0,65 \cdot 79,957}{1 + \frac{79,957}{4227,127}} = 51,007 \text{ W} / \text{m}^2 \text{ K} \quad (10-39)$$

Kde: ψ – součinitel tepelné efektivity paliva, $\psi = 0,65$ dle [1]

10.2.4 Skutečné teplo odebrané spalinám závěsnými trubkami

$$Q_{zt}^{vys} = k \cdot S_{zt} \cdot \Delta t \cdot 10^{-3} = 51,007 \cdot 8,1765 \cdot 433,793 \cdot 10^{-3} = 180,918 \text{ kW} \quad (10-40)$$

Střední teplotní logaritmický spád

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{443,736 - 424}{\ln \frac{443,736}{424}} = 433,793^\circ \text{C} \quad (10-41)$$

$$\Delta t_1 = t_{sp1}^{vys} - t_{out}^{zt} = 744,92 - 301,187 = 443,736^\circ \text{C} \quad (10-42)$$

$$\Delta t_2 = t_{sp2}^{vys} - t_{in}^{zt} = 723 - 299 = 424^\circ \text{C} \quad (10-43)$$

Skutečná entalpie páry na vstupu do závěsných trubek ve výsypce

$$i_{skut1}^{zt} = i_{out}^{zt} - \frac{Q_{zt}^{vys}}{(M_{pp} - M_{vp1} - M_{vp2})} = 2786,76 - \frac{180,918}{(12,9167)} = 2772,76 \text{ kJ} / \text{kg} \quad (10-44)$$

Skutečná teplota vstupní páry do závěsných trubek ve výsypce

Vypočteno dle [3], jako funkce vstupního tlaku p_{in}^{zt} a i_{skut1}^{zt} , $t_{skut1}^{zt} = 299,02^\circ \text{C}$. Tato teplota se liší od zvolené teploty (299°C) o $0,02^\circ \text{C}$. Tento výsledek je dostatečně přesný.

10.3 Výsledná teplota spalin na výstupu z výsypky

Teplo spalin na vstupu do výsypky

$$Q_{sp1} = Q_{sp2} = 19661,7 \text{ kW viz (8-29)} \quad (10-45)$$

Teplo spalin na výstupu z výsypky

$$Q_{sp2} = Q_{sp1} - Q_{vys} - Q_{zt}^{vys} = 19661,7 - 476,952 - 180,918 = 19003,8 \text{ kW} \quad (10-46)$$

Entalpie spalin na výstupu z výsypky

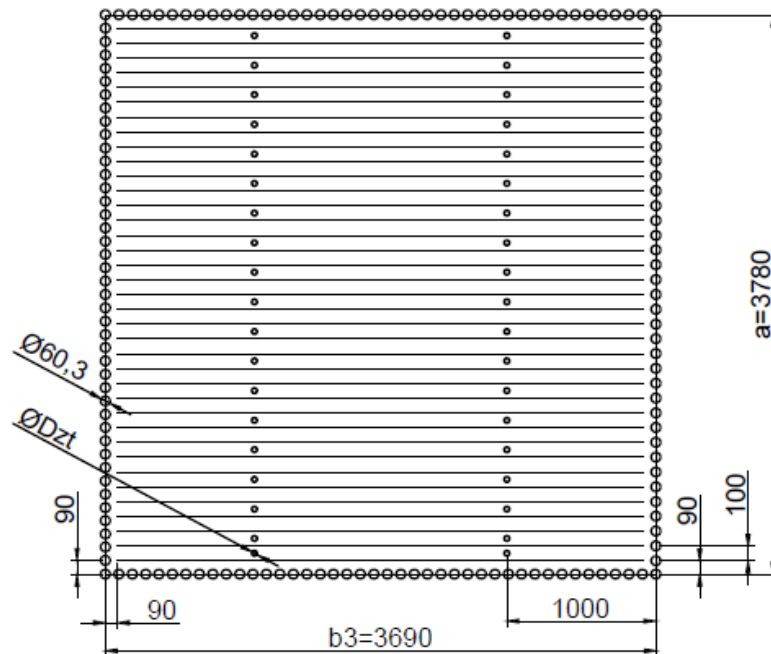
$$I_{sp2} = \frac{Q_{sp2}}{M_{pv}} = \frac{19003,8}{3,516} = 5405,246 \text{ kJ} / \text{kg} \quad (10-47)$$

Skutečná teplota výstupních spalin na výstupu z výsypky

Vypočteno lineární interpolací pomocí Tab. 3.2, entalpii spalin na výstupu z výsypky odpovídá teplota $t_{sp2}^{vys} = 722,65^\circ \text{C}$. Tato teplota se liší od zvolené teploty (723°C) o $0,35^\circ \text{C}$. Tento výsledek je dostatečně přesný.

11 Výpočet třetího tahu – část první

V první části třetího tahu se nachází trubkový svazek přehříváku 3. Prostor výšky zaujmají membránové stěny a závěsné trubky, na kterých je svazek zavěšen. Závěsné trubky jsou chlazené sytou parou z bubnu. Na zadní stěně třetího tahu dojde ke změně rozteči membránových trubek. Z předchozích 90 mm tato rozteč vzroste na 100 mm z důvodu umístění vstupů a výstupů jednotlivých výhřevných ploch. Pouze krajní rozteče jsou 90 mm.

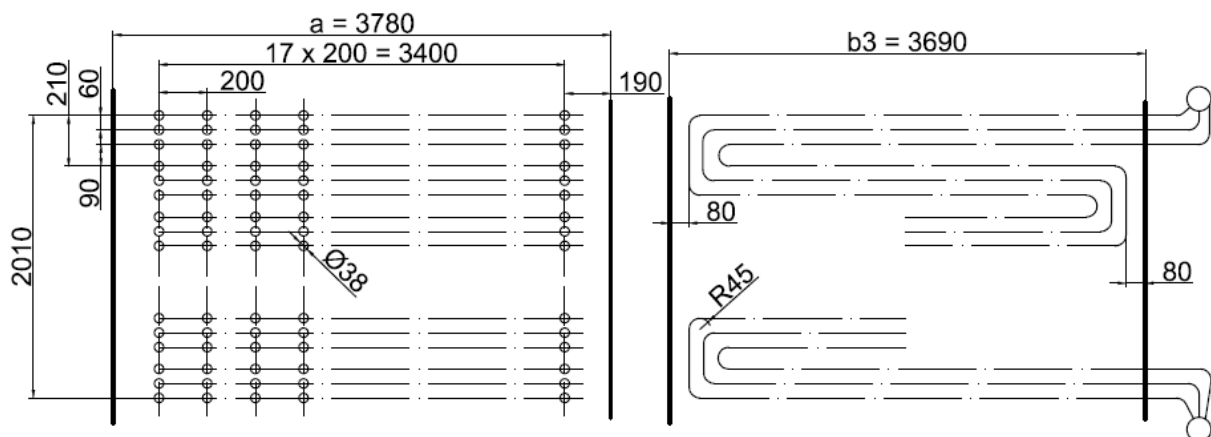


Obr. 11.1: Třetí tah - průřez

11.1 Přehřívák 3

Přehřívák 3 je trubkový svazek, který je tvořen hladkými trubkami o vnějším průměru 38 mm a tloušťce stěny 4 mm. Trubky jsou uspořádány za sebou. Svazek je navržen jako souprůdý trojhad, z důvodu vyšší teploty spalin, jeho výška je volena $H=2$ m.

Výpočet proveden dle [1].



Obr. 11.2: Přehřívák 3

Vnější průměr trubky	D	[m]	0,038
Tloušťka stěny trubky	t	[m]	0,004
Vnitřní průměr trubky	d	[m]	0,03
Příčná rozteč trubek	s ₁	[m]	0,2
Podélná rozteč trubek	s ₂	[m]	0,09
Počet trubek v řadě	n _{tr}	[-]	18
Počet řad	n _{řad}	[-]	10
Počet hadů	n _{had}	[-]	3
Efektivní délka trubek	l _e	[m]	3,53

Tab. 11.1: Parametry přehříváku 3

Teplota spalin na vstupu do přehříváku 3

$$t_{sp1}^{p3} = t_{sp2}^{vys} = 722,65^{\circ}C$$

Zvolená teplota spalin na výstupu z přehříváku 3

$$t_{sp2}^{p3} = 628^{\circ}C$$

Střední teplota spalin v přehříváku 3

$$t_{stř}^{p3} = \frac{t_{sp1}^{p3} + t_{sp2}^{p3}}{2} = \frac{722,65 + 628}{2} = 675,33^{\circ}C \quad (11-1)$$

$$T_{stř}^{p3} = t_{stř}^{p3} + 273,15 = 675,33 + 273,15 = 948,48K \quad (11-2)$$

Světlý průřez spalin v přehříváku 3

$$F_{sp} = a \cdot b_3 - n_{tr} \cdot D \cdot l_e - n_{zt} \cdot \frac{\pi \cdot D_{zt}^2}{4} \quad (11-3)$$

$$F_{sp} = 3,78 \cdot 3,69 - 18 \cdot 0,038 \cdot 3,53 - 38 \cdot \frac{\pi \cdot 0,038^2}{4} = 11,49m^2$$

Rychlosti proudění spalin v přehříváku 3

$$w_{sp} = \frac{O_{SP}^V \cdot M_{pv}}{F_{sp}} \cdot \frac{T_{stř}^{p3}}{273,15} = \frac{4,981 \cdot 3,516}{11,49} \cdot \frac{948,48}{273,15} = 5,291m/s \quad (11-4)$$

11.1.1 Součinitel přestupu tepla ze strany páry

Součinitel přestupu tepla konvekcí pro podélné proudění

$$\alpha_p = 0,023 \cdot \frac{\lambda_p}{d} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d}{\nu_p} \right)^{0,8} \cdot Pr_p^{0,4} \quad (11-5)$$

$$\alpha_p = 0,023 \cdot \frac{0,06678}{0,03} \cdot \left(\frac{14,467 \cdot 0,03}{1,05 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 1,0126^{0,4} = 1607,128W/m^2K$$

Kde: λ_p, ν_p, Pr_p – vlastnosti páry dle [3], viz Tab. 11.3
 w_p – rychlost proudění páry v přehříváku 3 [m/s]

Veličina	Jednotka	Vstup (in)	Výstup (out)	Střední hodnota
Tlak	[MPa]	$p_{p3in} = 7,7$	$p_{p3out} = 7,5$	$p_{stř}^p = 7,6$
Teplota	[°C]	$t_{p3in} = 414,95$	$t_{p3out} = 480$	$t_{stř}^p = 447,48$
Entalpie	[kJ/kg]	$i_{p3in} = 3186,03$	$i_{p3out} = 3356,03$	$i_{stř}^p = 3271,03$
Měrný objem	[m ³ /kg]	$v_{p3in} = 0,036$	$v_{p3out} = 0,043$	$v_{stř}^p = 0,0397$

Tab. 11.2: Parametry páry v přehříváku 3 [3]

Vlastnosti páry

Jsou dopočítány pro střední hodnoty páry podle Tab. 11.2.

Součinitel tepelné vodivosti	λ_p	[W/mK]	0,06677
Dynamická viskozita	η_p	[kg/ms]	$2,627 \cdot 10^{-5}$
Hustota	ρ_p	[kg/m ³]	25,1345
Kinematická viskozita	ν_p	[m ² /s]	$1,05 \cdot 10^{-6}$
Prandtlovo číslo	Pr_p	[-]	1,0126

Tab. 11.3: Vlastnosti páry v přehříváku 3 [3]

Rychlost proudění páry v přehříváku 3

$$w_p = \frac{M_{pp} \cdot v_{stř}^p}{F_p} = \frac{13,889 \cdot 0,0397}{0,0382} = 14,467 \text{ m/s} \quad (11-6)$$

Průtočný průřez pro páru

$$F_p = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot n_{tr} \cdot n_{had} = \frac{\pi \cdot 0,03^2}{4} \cdot 18 \cdot 10 = 0,0382 \text{ m}^2 \quad (11-7)$$

11.1.2 Součinitel přestupu tepla ze strany spalín

Součinitel přestupu tepla konvekcí

Součinitel se počítá pro příčné proudění spalín, pro uspořádání trubek za sebou.

$$\alpha_k = 0,2 \cdot c_z \cdot c_s \cdot \frac{\lambda_{sp}}{D} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot D}{\nu_{sp}} \right)^{0,65} \cdot Pr_{sp}^{0,33} \quad (11-8)$$

$$\alpha_k = 0,2 \cdot 1 \cdot 0,997 \cdot \frac{0,0833}{0,038} \cdot \left(\frac{5,291 \cdot 0,038}{0,00011} \right)^{0,65} \cdot 0,6277^{0,33} = 49,836 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

Kde: $\lambda_{sp}, \nu_{sp}, Pr_{sp}$ – vlastnosti spalín dle Tab. 11.4

Korekční součinitel na počet řad svazku v podélném směru

V závislosti na počtu řad $n_{řad} \geq 10$, platí $c_z = 1$

Korekční součinitel v závislosti na poměrné příčné a podélné rozteči trubek

V závislosti na $\sigma_2 < 2$ a $\sigma_1 > 3$ do vzorce pro korekční součinitel se dosazuje $\sigma_1 = 3$ [1].

$$c_s = \left[1 + (2 \cdot \sigma_1 - 3) \cdot \left(1 - \frac{\sigma_2}{2} \right)^3 \right]^{-2} = \left[1 + (2 \cdot 3 - 3) \cdot \left(1 - \frac{1,842}{2} \right)^3 \right]^{-2} = 0,997 \quad (11-10)$$

Poměrná příčná rozteč

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0,2}{0,038} = 5,263 \quad (11-11)$$

Poměrná podélná rozteč

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0,09}{0,038} = 1,842 \quad (11-12)$$

Součinitel přestupu tepla sáláním pro zaprášené spaliny

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a_\varepsilon \cdot T_{stř}^{p33} \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_{stř}^{p3}} \right)^4}{1 - \left(\frac{T_z}{T_{stř}^{p3}} \right)} \quad (11-13)$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,1979 \cdot 948,48^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{789,37}{948,48} \right)^4}{1 - \left(\frac{789,37}{948,48} \right)} = 26,864 \text{ W / m}^2 \text{ K}$$

Kde: a_{st} – stupeň černosti povrchu stěn [-], $a_{st}=0,8$ dle [1]

Stupeň černosti zaprášeného proudu spalin

$$a_\varepsilon = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-5,68 \cdot 0,1 \cdot 0,388} = 0,1979 \quad (11-14)$$

Součinitel zeslabení sálání

$$k = k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu = 5,68 + 0 = 5,68 \text{ m}^{-1} \cdot \text{MPa}^{-1} \quad (11-15)$$

Součinitel zeslabení sálání nespítivými tříatomovými plyny

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T_{stř}^{p3}}{1000} \right) \cdot r_{sp} \quad (11-16)$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,1663}{3,16 \cdot \sqrt{0,029 \cdot 0,388}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{948,48}{1000} \right) \cdot 0,2896 = 5,68 \text{ m}^{-1} \cdot \text{MPa}^{-1}$$

Efektivní tloušťka sálové vrstvy pro svazky z hladkých trubek

$$s = 0,09 \cdot D \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{D^2} - 1 \right) = 0,09 \cdot 0,038 \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{0,2 \cdot 0,09}{D^2} - 1 \right) = 0,388 \text{ m} \quad (11-17)$$

Absolutní teplota zaneseného povrchu plochy

$$T_z = 273,15 + t_{stř}^p + \left(\varepsilon_{p3} + \frac{1}{\alpha_p} \right) \cdot \frac{Q_{p3}}{S_{p3}} \cdot 10^3 \quad (11-18)$$

$$T_z = 273,15 + 447,48 + \left(0,006 + \frac{1}{1607,13} \right) \cdot \frac{2361,11}{227,45} \cdot 10^3 = 789,37K$$

Kde: ε_{p3} -součinitel zanesení přehříváku 3 [-], $\varepsilon_{p3}=0,006$
 S_{p3} -skutečná teplosměnná plocha přehříváku 3 [m²] dle (11-19)
 Q_{p3} -spotřebované teplo přehřívákem 3 [kW], dle (6-3)

Skutečná teplosměnná plocha přehříváku 3

$$S_{p3} = \pi \cdot D \cdot l_e \cdot n_{tr} \cdot n_{rad} \cdot n_{had} = \pi \cdot 0,038 \cdot 3,53 \cdot 18 \cdot 10 \cdot 2 = 227,45m^2 \quad (11-19)$$

Celkový součinitel přestupu tepla pro přehřívák 3 ze strany spalin

$$\alpha_c = \omega \cdot (\alpha_k + \alpha_s) = 1 \cdot (49,836 + 26,86447) = 76,7W / m^2 K \quad (11-20)$$

Kde: ω – součinitel využití, který charakterizuje neúplnost proudění, $\omega=1$

11.1.3 Součinitel prostupu tepla pro přehřívák 3

$$k = \frac{\psi \cdot \alpha_c}{1 + \frac{\alpha_c}{\alpha_p}} = \frac{0,65 \cdot 76,7}{1 + \frac{76,7}{1607,13}} = 47,585W / m^2 K \quad (11-21)$$

Kde: ψ – součinitel tepelné efektivity paliva, $\psi=0,65$ dle [1]

11.1.4 Skutečné teplo odebrané spalinám přehřívákem 3

$$Q_{p3}^{skut} = k \cdot S_{p3} \cdot \Delta t \cdot 10^{-3} = 47,585 \cdot 227,448 \cdot 218,197 \cdot 10^{-3} = 2361,54kW \quad (11-22)$$

Střední teplotní logaritmický spád

Teploty jsou vyobrazeny na Obr. 11.3.

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{307,703 - 148}{\ln \frac{307,703}{148}} = 218,197^\circ C \quad (11-23)$$

$$\Delta t_1 = t_{sp1}^{p3} - t_{p3in} = 722,66 - 414,95 = 307,703^\circ C \quad (11-24)$$

$$\Delta t_2 = t_{sp2}^{p3} - t_{p3out} = 628 - 480 = 148^\circ C \quad (11-25)$$

Ideální teplosměnná plocha přehříváku 3

$$S_{p3}^{id} = \frac{Q_{p3} \cdot 1000}{k \cdot \Delta t} = \frac{2361,1 \cdot 1000}{47,585 \cdot 218,197} = 227,41m^2 \quad (11-26)$$

Plocha jedné řady přehříváku 3

$$S_{rada} = \pi \cdot D \cdot l_e \cdot n_{tr} \cdot n_{had} = \pi \cdot 0,038 \cdot 3,53 \cdot 18 \cdot 3 = 22,745m^2 \quad (11-27)$$

Počet řad přehříváku 3

$$n_{\text{řad}} = \frac{S_{p3}^{\text{id}}}{S_{\text{řada}}} = \frac{227,41}{22,745} = 9,998 \Rightarrow 10 \quad (11-28)$$

11.2 Membránové stěny

11.2.1 Součinitel přestupu tepla

Součinitel přestupu tepla konvekcí pro podélné proudění

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{\lambda_{sp}}{d_e} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot d_e}{\nu_{sp}} \right)^{0,8} \cdot \text{Pr}_{sp}^{0,4} \quad (11-29)$$

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{0,0833}{0,286} \cdot \left(\frac{5,29 \cdot 0,286}{0,00011} \right)^{0,8} \cdot 0,6277^{0,4} = 11,485 \text{ W} / \text{m}^2 \text{ K}$$

Kde: λ_{sp} , ν_{sp} , Pr_{sp} – vlastnosti spalin dle [1], viz Tab. 11.4

Vlastnosti spalin

Jsou dopočítány pomocí interpolace pro danou teplotu spalin a určitou vlhkost spalin.

Pro $\text{H}_2\text{O} = 16,3\%$, $t_{\text{stř}}^{p3} = 675,33^\circ\text{C}$			
Součinitel tepelné vodivosti	λ_{sp}	[W/mK]	0,083308
Kinematická viskozita	ν_{sp}	[m ² /s]	0,000109
Prandtlovo číslo	Pr_{sp}	[-]	0,627675

Tab. 11.4: Vlastnosti spalin v přehříváku 3 [1]

Ekvivalentní průměr spalin

$$d_e = \frac{4 \cdot F_{sp}}{O} = \frac{4 \cdot 11,492}{160,76} = 0,286 \text{ m} \quad (11-30)$$

Obvod průřezu kanálu v přehříváku 3

$$O = 2 \cdot (a + b_3) + \pi \cdot D_{zt} \cdot n_{zt} + 2 \cdot n_{tr} \cdot (l_e + D) \quad (11-31)$$

$$O = 2 \cdot (3,78 + 3,69) + \pi \cdot 0,038 \cdot 38 + 2 \cdot 18 \cdot (3,53 + 0,038) = 160,76 \text{ m}$$

Součinitel přestupu tepla sáláním pro zaprášené spaliny

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a_{\xi} \cdot T_{stř}^{p33} \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_{stř}^{p3}}\right)^4}{1 - \left(\frac{T_z}{T_{stř}^{p3}}\right)} \quad (11-32)$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,1979 \cdot 948,48^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{840,59}{948,48}\right)^4}{1 - \left(\frac{840,59}{948,48}\right)} = 29,173 \text{ W / m}^2 \text{ K}$$

Kde: a_{st} – stupeň černosti povrchu stěn [-], $a_{st}=0,8$ dle [1]
 a_{ξ} – stupeň černosti zaprášeného proudu spalin dle (11-14)

Absolutní teplota zaneseného povrchu plochy

$$T_z = 273,15 + t_{in}^{výp} + \varepsilon_{ms} \cdot \frac{M_{pv} \cdot (I_{SP}^{723} - I_{SP}^{628})}{S_{ms}^{p3}} \cdot 10^3 \quad (11-33)$$

$$T_z = 273,15 + 296,74 + 0,003 \cdot \frac{3,516 \cdot (5405,246 - 4638,37)}{29,88} \cdot 10^3 = 840,59 \text{ K}$$

Kde: I_{SP}^t – entalpie spalin na vstupu a výstupu z přehříváku 3 [kJ/kg], viz Tab. 3.2
 S_{ms}^{p3} – plocha výhřevných ploch přehříváku 3 [m²]

Plocha výhřevných ploch přehříváku 3

$$S_{ms}^{p3} = 2 \cdot H \cdot (a + b_3) = 2 \cdot 2 \cdot (3,78 + 3,69) = 29,88 \text{ m}^2 \quad (11-34)$$

Celkový součinitel přestupu tepla ze strany spalin pro membránové stěny

$$\alpha_c = \omega \cdot (\alpha_k + \alpha_s) = 0,9 \cdot (11,485 + 29,172) = 36,592 \text{ W / m}^2 \text{ K} \quad (11-35)$$

Kde: ω – součinitel využití, který charakterizuje neúplnost proudění, $\omega=0,9$

11.2.2 Součinitel prostupu tepla

$$k = \psi \cdot \alpha_c = 0,65 \cdot 36,592 = 23,7848 \text{ W / m}^2 \text{ K} \quad (11-36)$$

Kde: ψ – součinitel tepelné efektivity paliva, $\psi=0,65$ dle [1]

11.2.3 Teplo odebrané spalinám membránovou stěnou v přehříváku 3

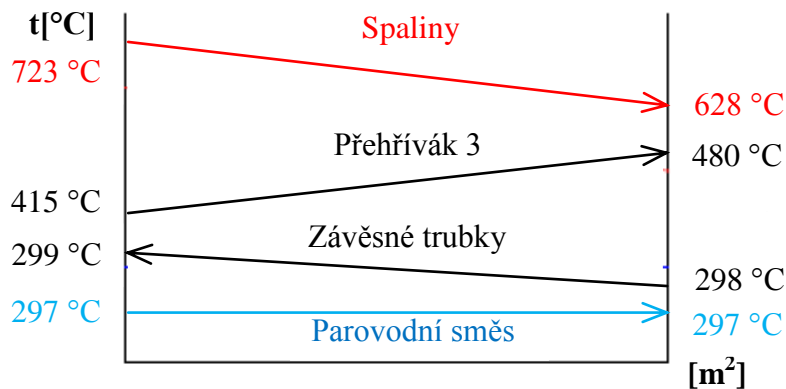
$$Q_{ms}^{p3} = k \cdot S_{ms}^{p3} \cdot \Delta t \cdot 10^{-3} = 23,7848 \cdot 29,88 \cdot 376,609 \cdot 10^{-3} = 267,6523 \text{ kW} \quad (11-37)$$

Střední teplotní logaritmický spád

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{425,917 - 331,262}{\ln \frac{425,917}{331,262}} = 376,609^\circ \text{C} \quad (11-38)$$

$$\Delta t_1 = t_{sp1}^{p3} - t_{in}^{výp} = 722,66 - 296,74 = 425,917^\circ\text{C} \quad (11-39)$$

$$\Delta t_2 = t_{sp2}^{p3} - t_{in}^{výp} = 628 - 296,74 = 331,262^\circ\text{C} \quad (11-40)$$



Obr. 11.3: Tepelné schéma přehříváku 3

11.3 Závěsné trubky

11.3.1 Součinitel přestupu tepla ze strany páry

Součinitel přestupu tepla konvekcí pro podélné proudění

$$\alpha_p = 0,023 \cdot \frac{\lambda_p}{d_{zt}} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d_{zt}}{\nu_p} \right)^{0,8} \cdot Pr_p^{0,4} \quad (11-41)$$

$$\alpha_p = 0,023 \cdot \frac{0,0687}{0,0254} \cdot \left(\frac{16,169 \cdot 0,0254}{4,59 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,8} \cdot 1,605^{0,4} = 4336,316 \text{ W} / \text{m}^2 \text{ K}$$

Kde: λ_p , ν_p , Pr_p – vlastnosti páry dle [3], viz Tab. 11.6

Veličina	Jednotka	Vstup	Výstup	Střední hodnota
Tlak	[MPa]	$p_1^{zt} = 8,14$	$p_2^{zt} = 8,12$	$p_{stř}^{zt} = 8,13$
Teplota	[°C]	$t_1^{zt} = 298$	$t_2^{zt} = 299,02$	$t_{stř}^{zt} = 298,51$
Entalpie	[kJ/kg]	$i_1^{zt} = 2766,88$	$i_2^{zt} = 2772,76$	$i_{stř}^{zt} = 2769,82$
Měrný objem	[m ³ /kg]	$v_1^{zt} = 0,0233$	$v_2^{zt} = 0,0236$	$v_{stř}^{zt} = 0,02346$

Tab. 11.5: Parametry páry v závěsných trubkách přehříváku 3 [3]

Vlastnosti páry

Jsou dopočítány pro střední hodnoty páry podle Tab. 11.5.

Součinitel tepelné vodivosti	λ_p	[W/mK]	0,06866
Dynamická viskozita	η_p	[kg/ms]	$1,957 \cdot 10^{-5}$
Hustota	ρ_p	[kg/m ³]	42,63
Kinematická viskozita	ν_p	[m ² /s]	$4,59 \cdot 10^{-7}$
Prandtlovo číslo	Pr_p	[-]	1,6053

Tab. 11.6: Vlastnosti páry v závěsných trubkách přehříváku 3 [3]

Rychlost proudění páry

$$w_p = \frac{(M_{pp} - M_{vp1} - M_{vp2}) \cdot v_{st}^{zt}}{F_p} = \frac{(12,91667) \cdot 0,02346}{0,01874} = 16,1692 \text{ m/s} \quad (11-42)$$

Kde: F_p – průtočný průřez pro páru [m^2], viz (10-25)

11.3.2 Součinitel přestupu tepla ze strany spalin

Součinitel přestupu tepla konvekcí

Součinitel odpovídá velikostně součiniteli přestupu tepla konvekcí u membránové stěny, viz (11-29).

$$\alpha_k = 11,485 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

Součinitel přestupu tepla sáláním pro zaprášené spaliny

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a_{\xi} \cdot T_{st}^{p33} \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_{st}^{p3}}\right)^4}{1 - \left(\frac{T_z}{T_{st}^{p3}}\right)} \quad (11-43)$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,1979 \cdot 948,48^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{604,63}{948,48}\right)^4}{1 - \left(\frac{604,63}{948,48}\right)} = 19,948 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

Kde: a_{st} – stupeň černosti povrchu stěn [-], $a_{st}=0,8$ dle [1]
 a_{ξ} – stupeň černosti zaprášeného proudu spalin viz (11-14)

Absolutní teplota zaneseného povrchu plochy

$$T_z = 273,15 + t_{st}^{zt} + \left(\varepsilon_{zt} + \frac{1}{\alpha_p} \right) \cdot \frac{Q_{zt}}{S_{zt}} \cdot 10^3 \quad (11-44)$$

$$T_z = 273,15 + 298,51 + \left(0,0035 + \frac{1}{4336,32} \right) \cdot \frac{75,9179}{8,591} \cdot 10^3 = 604,627 \text{ K}$$

Předběžné teplo odebrané závěsnými trubkami

$$Q_{zt} = (M_{pp} - M_{vp1} - M_{vp2}) \cdot (i_2^{zt} - i_1^{zt}) = (12,91667) \cdot (2772,76 - 2766,879) = 75,9179 \text{ kW} \quad (11-45)$$

Teplosměnná plocha závěsných trubek v přehříváku 3

$$S_{zt} = \pi \cdot D_{zt} \cdot H \cdot n_{tr} \cdot n_{rad} = \pi \cdot 0,038 \cdot 2 \cdot 19 \cdot 2 = 8,591 \text{ m}^2 \quad (11-46)$$

Celkový součinitel přestupu tepla pro závěsné trubky ze strany spalin

$$\alpha_c = \omega \cdot (\alpha_k + \alpha_s) = 1 \cdot (11,4853 + 19,948) = 31,433 \text{ W/m}^2 \text{ K} \quad (11-47)$$

Kde: ω – součinitel využití, který charakterizuje neúplnost proudění, $\omega=1$

11.3.3 Součinitel prostupu tepla pro závěsné trubky

$$k = \frac{\psi \cdot \alpha_c}{1 + \frac{\alpha_c}{\alpha_p}} = \frac{0,65 \cdot 31,433}{1 + \frac{31,433}{4336,32}} = 20,2846 \text{ W / m}^2 \text{ K} \quad (11-48)$$

Kde: ψ – součinitel tepelné efektivity paliva, $\psi = 0,65$ dle [1]

11.3.4 Skutečné teplo odebrané spalinám závěsnými trubkami

$$Q_{zt}^{p3} = k \cdot S_{zt} \cdot \Delta t \cdot 10^{-3} = 20,2846 \cdot 8,591 \cdot 374,87 \cdot 10^{-3} = 65,327 \text{ kW} \quad (11-49)$$

Střední teplotní logaritmický spád

Teploty jsou vyobrazeny na Obr. 11.3.

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{423,6362 - 330}{\ln \frac{423,6362}{330}} = 423,636^\circ \text{C} \quad (11-50)$$

$$\Delta t_1 = t_{sp1}^{p3} - t_2^{zt} = 722,66 - 299 = 423,64^\circ \text{C} \quad (11-51)$$

$$\Delta t_2 = t_{sp2}^{p3} - t_1^{zt} = 628 - 298 = 330^\circ \text{C} \quad (11-52)$$

Skutečná entalpie páry na vstupu do závěsných trubek v přehříváku 3

$$i_{skut1}^{zt} = i_2^{zt} - \frac{Q_{zt}^{p3}}{(M_{pp} - M_{vp1} - M_{vp2})} = 2772,76 - \frac{65,32735}{(12,91667)} = 2767,699 \text{ kJ / kg} \quad (11-53)$$

Skutečná teplota vstupní páry do závěsných trubek v přehříváku 3

Vypočteno dle [3], jako funkce vstupního tlaku p_1^{zt} a i_{skut1}^{zt} , $t_{skut1}^{zt} = 298,277^\circ \text{C}$. Tato teplota se liší od zvolené teploty (298°C) o $0,277^\circ \text{C}$. Tento výsledek je dostatečně přesný.

11.4 Výsledná teplota spalin na výstupu z přehříváku 3

Teplo spalin na vstupu do přehříváku 3

$$Q_{sp1} = Q_{sp2} = 19003,8 \text{ kW viz (10-46)} \quad (11-54)$$

Teplo spalin na výstupu z přehříváku 3

$$Q_{sp2} = Q_{sp1} - Q_{p3}^{skut} - Q_{ms}^{p3} - Q_{zt}^{p3} = 19003,8 - 2361,54 - 267,65 - 65,327 = 16309,28 \text{ kW} \quad (11-55)$$

Entalpie spalin na výstupu z přehříváku 3

$$I_{sp2} = \frac{Q_{sp2}}{M_{pv}} = \frac{16309,28}{3,516} = 4638,844 \text{ kJ / kg} \quad (11-56)$$

Skutečná teplota výstupních spalin na výstupu z přehříváku 3

Vypočteno lineární interpolací pomocí Tab. 3.2, entalpii spalin na výstupu z přehříváku 3 odpovídá teplota $t_{sp2}^{p3} = 628,06^\circ \text{C}$. Tato teplota se liší od zvolené teploty (628°C) o $0,06^\circ \text{C}$. Tento výsledek je dostatečně přesný.

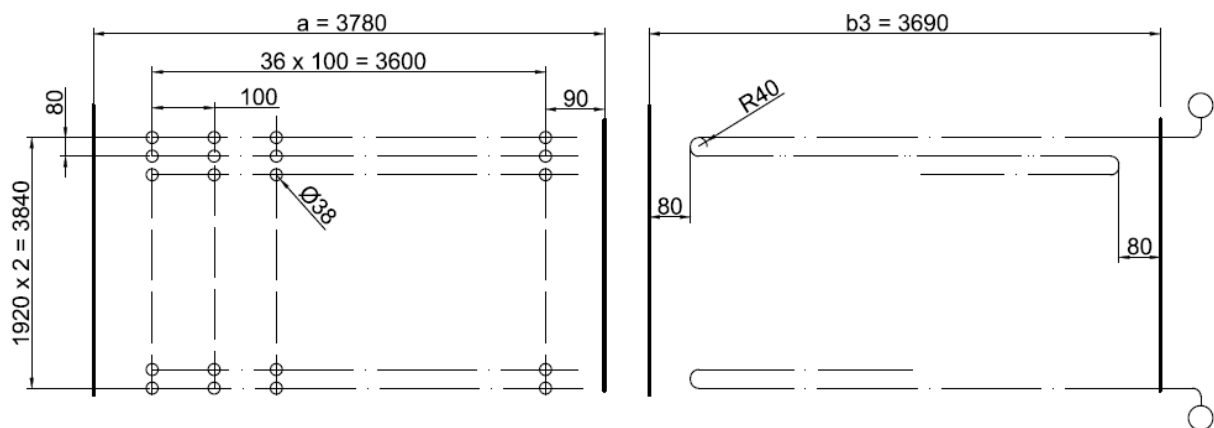
12 Výpočet třetího tahu – část druhá

V druhé části třetího tahu se nachází trubkový svazek přehříváku 2. Prostor výšky zaujímají membránové stěny a závěsné trubky, na kterých je svazek zavěšen.

12.1 Přehřívák 2

Přehřívák 2 je trubkový svazek, který je tvořen hladkými trubkami o vnějším průměru 38 mm a tloušťce stěny 4 mm. Ve výpočtu se uvažuje s přehřívákem 2 jako jedním celkem. Trubky jsou uspořádány za sebou. Svazek je navrhován jako protiproudý jednohad, jeho výška je volena $H=4$ m.

Výpočet proveden dle [1].



Obr. 12.1: Přehřívák 2

Vnější průměr trubky	D	[m]	0,038
Tloušťka stěny trubky	t	[m]	0,004
Vnitřní průměr trubky	d	[m]	0,03
Příčná rozteč trubek	s_1	[m]	0,1
Podélná rozteč trubek	s_2	[m]	0,08
Počet trubek v řadě	n_{tr}	[-]	37
Počet řad	$n_{řad}$	[-]	50
Počet hadů	n_{had}	[-]	1
Efektivní délka trubek	l_e	[m]	3,53

Tab. 12.1: Parametry přehříváku 2

Teplota spalin na vstupu do přehříváku 2

$$t_{sp1}^{p2} = t_{sp2}^{p3} = 628,06^\circ\text{C}$$

Zvolená teplota spalin na výstupu z přehříváku 2

$$t_{sp2}^{p2} = 441^{\circ}\text{C}$$

Střední teplota spalin v přehříváku 2

$$t_{stř}^{p2} = \frac{t_{sp1}^{p2} + t_{sp2}^{p2}}{2} = \frac{628,06 + 441}{2} = 534,53^{\circ}\text{C} \quad (12-1)$$

$$T_{stř}^{p2} = t_{stř}^{p2} + 273,15 = 534,53 + 273,15 = 807,68\text{K} \quad (12-2)$$

Světlý průřez spalin v přehříváku 2

$$F_{sp} = a \cdot b_3 - n_{ir} \cdot D \cdot l_e - n_{zt} \cdot \frac{\pi \cdot D_{zt}^2}{4} \quad (12-3)$$

$$F_{sp} = 3,78 \cdot 3,69 - 37 \cdot 0,038 \cdot 3,53 - 38 \cdot \frac{\pi \cdot 0,038^2}{4} = 8,94\text{m}^2$$

Rychlosti proudění spalin v přehříváku 2

$$w_{sp} = \frac{O_{SP}^V \cdot M_{pv}}{F_{sp}} \cdot \frac{T_{stř}^{p2}}{273,15} = \frac{4,981 \cdot 3,516}{8,94} \cdot \frac{807,68}{273,15} = 5,79\text{m/s} \quad (12-4)$$

12.1.1 Součinitel přestupu tepla ze strany páry

Součinitel přestupu tepla konvekcí pro podélné proudění

$$\alpha_p = 0,023 \cdot \frac{\lambda_p}{d} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d}{\nu_p} \right)^{0,8} \cdot \text{Pr}_p^{0,4} \quad (12-5)$$

$$\alpha_p = 0,023 \cdot \frac{0,0629}{0,03} \cdot \left(\frac{17,81 \cdot 0,03}{8,358 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,8} \cdot 1,082^{0,4} = 2194,42\text{W/m}^2\text{K}$$

Kde: λ_p , ν_p , Pr_p – vlastnosti páry dle [3], viz Tab. 12.3

Veličina	Jednotka	Vstup (in)	Výstup (out)	Střední hodnota
Tlak	[MPa]	$p_{p2in} = 7,9$	$p_{p2out} = 7,7$	$p_{stř}^p = 7,8$
Teplota	[°C]	$t_{p2in} = 327,23$	$t_{p2out} = 447,28$	$t_{stř}^p = 387,25$
Entalpie	[kJ/kg]	$i_{p2in} = 2910,77$	$i_{p2out} = 3270,77$	$i_{stř}^p = 3090,77$
Měrný objem	[m ³ /kg]	$v_{p2in} = 0,03041$	$v_{p2out} = 0,0387$	$v_{stř}^p = 0,03456$

Tab. 12.2: Parametry páry v přehříváku 2 [3]

Vlastnosti páry

Jsou dopočítány pro střední hodnoty páry podle Tab. 12.2.

Součinitel tepelné vodivosti	λ_p	[W/mK]	0,06287
Dynamická viskozita	η_p	[kg/ms]	$2,406 \cdot 10^{-5}$
Hustota	ρ_p	[kg/m ³]	28,791
Kinematická viskozita	ν_p	[m ² /s]	$8,358 \cdot 10^{-7}$
Prandtlovo číslo	Pr_p	[-]	1,0818

Tab. 12.3: Vlastnosti páry v přehříváku 2 [3]

Rychlost proudění páry v přehříváku 2

$$w_p = \frac{(M_{pp} - M_{vp2}) \cdot v_{stř}^p}{F_p} = \frac{(13,4722) \cdot 0,03456}{0,02614} = 17,8116 \text{ m/s} \quad (12-6)$$

Průtočný průřez pro páru

$$F_p = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot n_{tr} \cdot n_{had} = \frac{\pi \cdot 0,03^2}{4} \cdot 37 \cdot 1 = 0,02614 \text{ m}^2 \quad (12-7)$$

12.1.2 Součinitel přestupu tepla ze strany spalin

Součinitel přestupu tepla konvekcí

Součinitel se počítá pro příčné proudění spalin, pro uspořádání trubek za sebou.

$$\alpha_k = 0,2 \cdot c_z \cdot c_s \cdot \frac{\lambda_{sp}}{D} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot D}{\nu_{sp}} \right)^{0,65} \cdot Pr_{sp}^{0,33} \quad (12-8)$$

$$\alpha_k = 0,2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{0,07056}{0,038} \cdot \left(\frac{5,79 \cdot 0,038}{8,32 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,65} \cdot 0,64175^{0,33} = 53,80187 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

Kde: λ_{sp} , ν_{sp} , Pr_{sp} – vlastnosti spalin dle Tab. 12.4

Korekční součinitel na počet řad svazku v podélném směru

V závislosti na počtu řad $n_{rad} \geq 10$, platí $c_z=1$.

Korekční součinitel v závislosti na poměrné příčné a podélné rozteči trubek

V závislosti na $\sigma_2 > 2$, platí $c_s=1$.

Poměrná příčná rozteč

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0,1}{0,038} = 2,632 \quad (12-9)$$

Poměrná podélná rozteč

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0,08}{0,038} = 2,105 \quad (12-10)$$

Součinitel přestupu tepla sáláním pro zaprášené spaliny

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a_\varepsilon \cdot T_{stř}^{p23} \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_{stř}^{p2}}\right)^4}{1 - \left(\frac{T_z}{T_{stř}^{p2}}\right)} \quad (12-11)$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,161 \cdot 807,68^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{688,137}{807,68}\right)^4}{1 - \left(\frac{688,137}{807,68}\right)} = 13,912 \text{ W / m}^2 \text{ K}$$

Kde: a_{st} – stupeň černosti povrchu stěn [-], $a_{st}=0,8$ dle [1]

Stupeň černosti zaprášeného proudu spalin

$$a_\varepsilon = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-8,4750,1 \cdot 0,207} = 0,161 \quad (12-12)$$

Součinitel zeslabení sálání

$$k = k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu = 8,47487 + 0 = 8,47487 \text{ m}^{-1} \cdot \text{MPa}^{-1} \quad (12-13)$$

Součinitel zeslabení sálání nesvítivými tříatomovými plyny

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T_{stř}^{p2}}{1000} \right) \cdot r_{sp} \quad (12-14)$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,1663}{3,16 \cdot \sqrt{0,029 \cdot 0,207}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{807,68}{1000} \right) \cdot 0,2896 = 8,47487 \text{ m}^{-1} \cdot \text{MPa}^{-1}$$

Efektivní tloušťka sálové vrstvy pro svazky z hladkých trubek

$$s = 0,09 \cdot D \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{D^2} - 1 \right) = 0,09 \cdot 0,038 \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{0,1 \cdot 0,08}{0,038^2} - 1 \right) = 0,20717 \text{ m} \quad (12-15)$$

Absolutní teplota zaneseného povrchu plochy

$$T_z = 273,15 + t_{stř}^p + \left(\varepsilon_{p2} + \frac{1}{\alpha_p} \right) \cdot \frac{Q_{p2}}{S_{p2}} \cdot 10^3 \quad (12-16)$$

$$T_z = 273,15 + 387,254 + \left(0,004 + \frac{1}{2194,415} \right) \cdot \frac{4850}{779,219} \cdot 10^3 = 688,137 \text{ K}$$

Kde: ε_{p2} -součinitel zanesení přehříváku 2 [-], $\varepsilon_{p2}=0,004$
 S_{p2} -skutečná teplosměnná plocha přehříváku 2 [m²] dle (12-17)
 Q_{p2} -spotřebované teplo přehřívákem 2 [kW], dle (6-8)

Skutečná teplosměnná plocha přehříváku 2

$$S_{p2} = \pi \cdot D \cdot l_e \cdot n_{tr} \cdot n_{řad} \cdot n_{had} = \pi \cdot 0,038 \cdot 3,53 \cdot 37 \cdot 50 \cdot 1 = 779,219 \text{ m}^2 \quad (12-17)$$

Celkový součinitel přestupu tepla pro přehřívák 2 ze strany spalin

$$\alpha_c = \omega \cdot (\alpha_k + \alpha_s) = 1 \cdot (53,802 + 13,9116) = 67,7134 \text{ W / m}^2 \text{ K} \quad (12-18)$$

Kde: ω – součinitel využití, který charakterizuje neúplnost proudění, $\omega = 1$

12.1.3 Součinitel prostupu tepla pro přehřívák 2

$$k = \frac{\psi \cdot \alpha_c}{1 + \frac{\alpha_c}{\alpha_p}} = \frac{0,65 \cdot 67,7134}{1 + \frac{67,7134}{2194,415}} = 42,6962 \text{ W / m}^2 \text{ K} \quad (12-19)$$

Kde: ψ – součinitel tepelné efektivity paliva, $\psi = 0,65$ dle [1]

12.1.4 Skutečné teplo odebrané spalinám přehřívákem 2

$$Q_{p2}^{skut} = k \cdot S_{p2} \cdot \Delta t \cdot 10^{-3} = 42,6962 \cdot 779,219 \cdot 144,699 \cdot 10^{-3} = 4814,103 \text{ kW} \quad (12-20)$$

Střední teplotní logaritmický spád

Teploty jsou vyobrazeny na Obr. 12.2.

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{180,782 - 113,77}{\ln \frac{180,782}{113,77}} = 144,699^\circ \text{C} \quad (12-21)$$

$$\Delta t_1 = t_{sp1}^{p2} - t_{p2out} = 628,06 - 447,28 = 180,782^\circ \text{C} \quad (12-22)$$

$$\Delta t_2 = t_{sp2}^{p2} - t_{p2in} = 441 - 327,23 = 113,77^\circ \text{C} \quad (12-23)$$

Ideální teplosměnná plocha přehříváku 2

$$S_{p2}^{id} = \frac{Q_{p2} \cdot 1000}{k \cdot \Delta t} = \frac{4850 \cdot 1000}{42,696 \cdot 144,699} = 785,03 \text{ m}^2 \quad (12-24)$$

Plocha jedné řady přehříváku 2

$$S_{rada} = \pi \cdot D \cdot l_e \cdot n_{tr} \cdot n_{had} = \pi \cdot 0,038 \cdot 3,53 \cdot 37 \cdot 1 = 15,5844 \text{ m}^2 \quad (12-25)$$

Počet řad přehříváku 2

$$n_{rad} = \frac{S_{p2}^{id}}{S_{rada}} = \frac{785,03}{15,5844} = 50,3728 \Rightarrow 50 \quad (12-26)$$

12.2 Membránové stěny

12.2.1 Součinitel přestupu tepla

Součinitel přestupu tepla konvekcí pro podélné proudění

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{\lambda_{sp}}{d_e} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot d_e}{\nu_{sp}} \right)^{0,8} \cdot Pr_{sp}^{0,4} \quad (12-27)$$

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{0,0706}{0,1262} \cdot \left(\frac{5,79 \cdot 0,1262}{8,32 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,8} \cdot 0,64175^{0,4} = 15,385 \text{ W} / \text{m}^2 \text{ K}$$

Kde: λ_{sp} , ν_{sp} , Pr_{sp} – vlastnosti spalin dle [1], viz Tab. 12.4

Vlastnosti spalin

Jsou dopočítány pomocí interpolace pro danou teplotu spalin a určitou vlhkost spalin.

Pro $\text{H}_2\text{O} = 16,3\%$, $t_{stř}^{p2} = 534,53^\circ\text{C}$			
Součinitel tepelné vodivosti	λ_{sp}	[W/mK]	0,07056
Kinematická viskozita	ν_{sp}	[m ² /s]	$8,32 \cdot 10^{-5}$
Prandtlovo číslo	Pr_{sp}	[-]	0,6418

Tab. 12.4: Vlastnosti spalin v přehříváku 2 [1]

Ekvivalentní průměr spalin

$$d_e = \frac{4 \cdot F_{sp}}{O} = \frac{4 \cdot 8,943}{283,387} = 0,126 \text{ m} \quad (12-28)$$

Obvod průřezu kanálu v přehříváku 2

$$O = 2 \cdot (a + b_3) + \pi \cdot D_{zt} \cdot n_{zt} + 2 \cdot n_{tr} \cdot (l_e + D) \quad (12-29)$$

$$O = 2 \cdot (3,78 + 3,69) + \pi \cdot 0,038 \cdot 38 + 2 \cdot 37 \cdot (5,53 + 0,038) = 283,387 \text{ m}$$

Součinitel přestupu tepla sáláním pro zaprášené spaliny

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a_\xi \cdot T_{stř}^{p2^3} \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_{stř}^{p2}} \right)^4}{1 - \left(\frac{T_z}{T_{stř}^{p2}} \right)} \quad (12-30)$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,161 \cdot 807,68^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{827,308}{807,68} \right)^4}{1 - \left(\frac{827,308}{807,68} \right)} = 18,0543 \text{ W} / \text{m}^2 \text{ K}$$

Kde: a_{st} – stupeň černosti povrchu stěn [-], $a_{st}=0,8$ dle [1]
 a_ξ – stupeň černosti zaprášeného proudu spalin dle (12-12)

Absolutní teplota zaneseného povrchu plochy

$$T_z = 273,15 + t_{in}^{výp} + \varepsilon_{ms} \cdot \frac{M_{pv} \cdot (I_{SP}^{628} - I_{SP}^{441})}{S_{ms}^{p2}} \cdot 10^3 \quad (12-31)$$

$$T_z = 273,15 + 296,74 + 0,003 \cdot \frac{3,516 \cdot (4638,84 - 3180,345)}{59,76} \cdot 10^3 = 827,3079K$$

Kde: I_{SP}^t – entalpie spalin na vstupu a výstupu z přehříváku 2 [kJ/kg], viz Tab. 3.2
 S_{ms}^{p2} – plocha výhřevných ploch přehříváku 2 [m²]

Plocha výhřevných ploch přehříváku 2

$$S_{ms}^{p2} = 2 \cdot H \cdot (a + b_3) = 2 \cdot 4 \cdot (3,78 + 3,69) = 59,76m^2 \quad (12-32)$$

Celkový součinitel přestupu tepla ze strany spalin pro membránové stěny

$$\alpha_c = \omega \cdot (\alpha_k + \alpha_s) = 0,9 \cdot (15,3847 + 18,054) = 30,095W / m^2 K \quad (12-33)$$

Kde: ω – součinitel využití, který charakterizuje neúplnost proudění, $\omega=0,9$

12.2.2 Součinitel prostupu tepla

$$k = \psi \cdot \alpha_c = 0,65 \cdot 30,095 = 19,5618W / m^2 K \quad (12-34)$$

Kde: ψ – součinitel tepelné efektivity paliva, $\psi=0,65$ dle [1]

12.2.3 Teplo odebrané spalinám membránovou stěnou v přehříváku 2

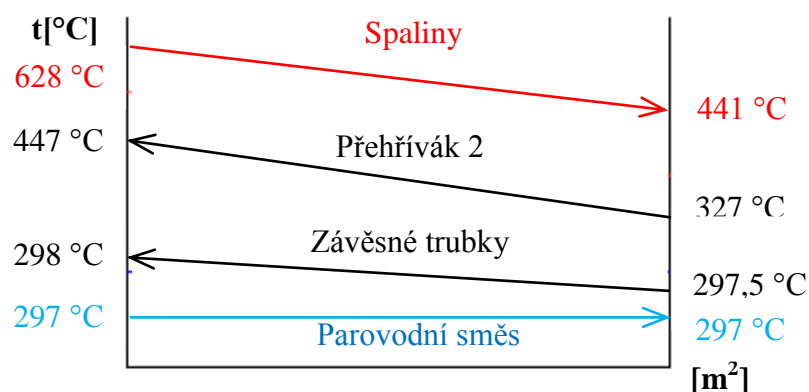
$$Q_{ms}^{p2} = k \cdot S_{ms}^{p2} \cdot \Delta t \cdot 10^{-3} = 19,5618 \cdot 59,76 \cdot 224,978 \cdot 10^{-3} = 263,0023kW \quad (12-35)$$

Střední teplotní logaritmický spád

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{331,322 - 144,262}{\ln \frac{331,322}{144,262}} = 224,978^\circ C \quad (12-36)$$

$$\Delta t_1 = t_{sp1}^{p2} - t_{in}^{výp} = 628,06 - 296,74 = 331,322^\circ C \quad (12-37)$$

$$\Delta t_2 = t_{sp2}^{p2} - t_{in}^{výp} = 441 - 296,74 = 144,262^\circ C \quad (12-38)$$



Obr. 12.2: Tepelné schéma přehříváku 2

12.3 Závěsné trubky

12.3.1 Součinitel přestupu tepla ze strany páry

Součinitel přestupu tepla konvekcí pro podélné proudění

$$\alpha_p = 0,023 \cdot \frac{\lambda_p}{d_{zt}} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d_{zt}}{\nu_p} \right)^{0,8} \cdot Pr_p^{0,4} \quad (12-39)$$

$$\alpha_p = 0,023 \cdot \frac{0,069}{0,0254} \cdot \left(\frac{16,04 \cdot 0,0254}{4,548 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,8} \cdot 1,6253^{0,4} = 4387,4923 W / m^2 K$$

Kde: λ_p , ν_p , Pr_p – vlastnosti páry dle [3], viz Tab. 12.6

Veličina	Jednotka	Vstup	Výstup	Střední hodnota
Tlak	[MPa]	$p_1^{zt} = 8,16$	$p_2^{zt} = 8,14$	$p_{stř}^{zt} = 8,15$
Teplota	[°C]	$t_1^{zt} = 297,5$	$t_2^{zt} = 298,28$	$t_{stř}^{zt} = 297,88$
Entalpie	[kJ/kg]	$i_1^{zt} = 2762,72$	$i_2^{zt} = 2767,7$	$i_{stř}^{zt} = 2765,2$
Měrný objem	[m ³ /kg]	$v_1^{zt} = 0,0232$	$v_2^{zt} = 0,0234$	$v_{stř}^{zt} = 0,0233$

Tab. 12.5: Parametry páry v závěsných trubkách přehříváku 2 [3]

Vlastnosti páry

Jsou dopočítány pro střední hodnoty páry podle Tab. 12.5.

Součinitel tepelné vodivosti	λ_p	[W/mK]	0,069
Dynamická viskozita	η_p	[kg/ms]	$1,954 \cdot 10^{-5}$
Hustota	ρ_p	[kg/m ³]	42,97
Kinematická viskozita	ν_p	[m ² /s]	$4,548 \cdot 10^{-7}$
Prandtlovo číslo	Pr_p	[-]	1,6253

Tab. 12.6: Vlastnosti páry v závěsných trubkách přehříváku 2 [3]

Rychlost proudění páry

$$w_p = \frac{(M_{pp} - M_{vp1} - M_{vp2}) \cdot v_{stř}^{zt}}{F_p} = \frac{(12,916667) \cdot 0,02327}{0,01874} = 16,041 m / s \quad (12-40)$$

Kde: F_p – průtočný průřez pro páru [m²], viz (10-25)

12.3.2 Součinitel přestupu tepla ze strany spalín

Součinitel přestupu tepla konvekcí

Součinitel odpovídá velikostně součiniteli přestupu tepla konvekcí u membránové stěny viz (12-27).

$$\alpha_k = 15,38467 W / m^2 K$$

Součinitel přestupu tepla sáláním pro zaprášené spaliny

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a_{\zeta} \cdot T_{stř}^{p2^3} \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_{stř}^{p2}}\right)^4}{1 - \left(\frac{T_z}{T_{stř}^{p2}}\right)} \quad (12-41)$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,161 \cdot 807,68^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{584,615}{807,68}\right)^4}{1 - \left(\frac{584,615}{807,68}\right)} = 11,433 \text{ W / m}^2 \text{ K}$$

Kde: a_{st} – stupeň černosti povrchu stěn [-], $a_{st}=0,8$ dle [1]
 a_{ζ} – stupeň černosti zaprášeného proudu spalin viz (12-12)

Absolutní teplota zaneseného povrchu plochy

$$T_z = 273,15 + t_{stř}^{zt} + \left(\varepsilon_{zt} + \frac{1}{\alpha_p} \right) \cdot \frac{Q_{zt}}{S_{zt}} \cdot 10^3 \quad (12-42)$$

$$T_z = 273,15 + 297,89 + \left(0,0035 + \frac{1}{4387,49} \right) \cdot \frac{64,3097}{17,659} \cdot 10^3 = 584,615 \text{ K}$$

Předběžné teplo odebrané závěsnými trubkami

$$Q_{zt} = (M_{pp} - M_{vp1} - M_{vp2}) \cdot (i_2^{zt} - i_1^{zt}) = (12,916667) \cdot (2767,7 - 2762,72) = 64,3097 \text{ kW} \quad (12-43)$$

Teplosměnná plocha závěsných trubek v přehříváku 2

$$S_{zt} = \pi \cdot D_{zt} \cdot H \cdot n_{tr} \cdot n_{řad} = \pi \cdot 0,038 \cdot 4 \cdot 19 \cdot 2 = 17,659 \text{ m}^2 \quad (12-44)$$

Celkový součinitel přestupu tepla pro závěsné trubky ze strany spalin

$$\alpha_c = \omega \cdot (\alpha_k + \alpha_s) = 1 \cdot (15,3847 + 11,433) = 26,818 \text{ W / m}^2 \text{ K} \quad (12-45)$$

Kde: ω – součinitel využití, který charakterizuje neúplnost proudění, $\omega=1$

12.3.3 Součinitel prostupu tepla pro závěsné trubky

$$k = \frac{\psi \cdot \alpha_c}{1 + \frac{\alpha_c}{\alpha_p}} = \frac{0,65 \cdot 26,818}{1 + \frac{26,818}{4387,49}} = 17,326 \text{ W / m}^2 \text{ K} \quad (12-46)$$

Kde: ψ – součinitel tepelné efektivity paliva, $\psi=0,65$ dle [1]

12.3.4 Skutečné teplo odebrané spalinám závěsnými trubkami

$$Q_{zt}^{p2} = k \cdot S_{zt} \cdot \Delta t \cdot 10^{-3} = 17,326 \cdot 17,659 \cdot 223,87 \cdot 10^{-3} = 68,4963 \text{ kW} \quad (12-47)$$

Střední teplotní logaritmický spád

Teploty jsou vyobrazeny na Obr. 12.2.

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{329,783 - 143,5}{\ln \frac{329,783}{143,5}} = 223,87^\circ\text{C} \quad (12-48)$$

$$\Delta t_1 = t_{sp1}^{p2} - t_2^{zt} = 628,06 - 298,278 = 329,783^\circ\text{C} \quad (12-49)$$

$$\Delta t_2 = t_{sp2}^{p2} - t_1^{zt} = 441 - 297,5 = 143,5^\circ\text{C} \quad (12-50)$$

Skutečná entalpie páry na vstupu do závěsných trubek v přehříváku 2

$$i_{skut1}^{zt} = i_2^{zt} - \frac{Q_{zt}^{p2}}{(M_{pp} - M_{vp1} - M_{vp2})} = 2767,7 - \frac{68,4963}{(12,9167)} = 2762,396\text{kJ} / \text{kg} \quad (12-51)$$

Skutečná teplota vstupní páry do závěsných trubek v přehříváku 2

Vypočteno dle [3], jako funkce vstupního tlaku p_1^{zt} a i_{skut1}^{zt} , $t_{skut1}^{zt} = 297,921^\circ\text{C}$. Tato teplota se liší od zvolené teploty ($297,5^\circ\text{C}$) o $0,421^\circ\text{C}$. Tento výsledek je dostatečně přesný.

12.4 Výsledná teplota spalin na výstupu z přehříváku 2

Teplo spalin na vstupu do přehříváku 2

$$Q_{sp1} = Q_{sp2} = 16309,28\text{kW} \text{ viz (11-55)} \quad (12-52)$$

Teplo spalin na výstupu z přehříváku 2

$$Q_{sp2} = Q_{sp1} - Q_{p2}^{skut} - Q_{ms}^{p2} - Q_{zt}^{p2} = 16309,28 - 4814,103 - 263 - 68,496 = 11163,676\text{kW} \quad (12-53)$$

Entalpie spalin na výstupu z přehříváku 2

$$I_{sp2} = \frac{Q_{sp2}}{M_{pv}} = \frac{11163,676}{3,516} = 3175,282\text{kJ} / \text{kg} \quad (12-54)$$

Skutečná teplota výstupních spalin na výstupu z přehříváku 2

Vypočteno lineární interpolací pomocí Tab. 3.2, entalpii spalin na výstupu z přehříváku 2 odpovídá teplota $t_{sp2}^{p2} = 440,338^\circ\text{C}$. Tato teplota se liší od zvolené teploty (441°C) o $0,632^\circ\text{C}$. Tento výsledek je dostatečně přesný.

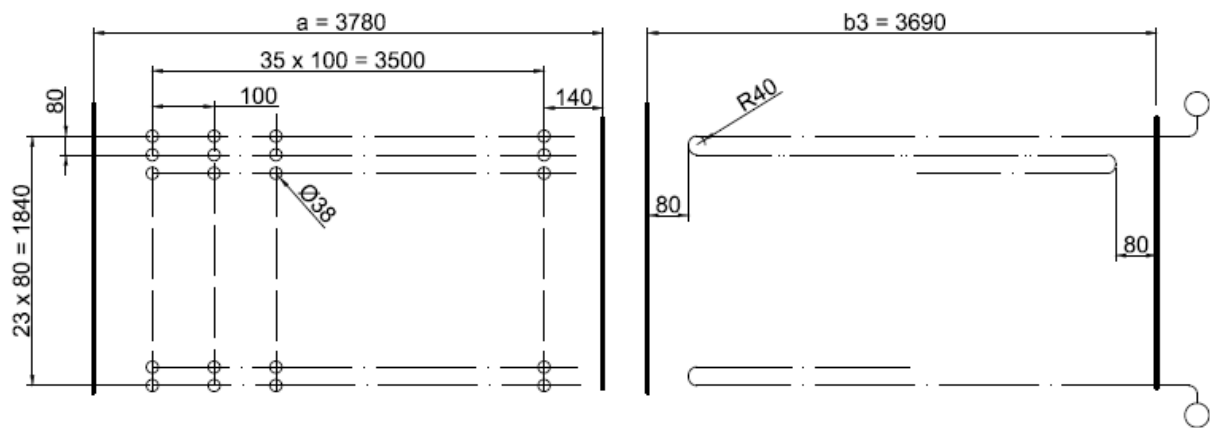
13 Výpočet třetího tahu – část třetí

V třetí části třetího tahu se nachází výstupní trubkový svazek přehříváku 1 (P1e). Prostor výšky zaujímají membránové stěny a závěsné trubky, na kterých je svazek zavěšen.

13.1 Přehřívák 1e

Přehřívák 1 je trubkový svazek, který je rozdělen do několika svazků z důvodu velikosti. Přehřívák 1e je tvořen hladkými trubkami o vnějším průměru 38 mm a tloušťce stěny 4 mm. Nachází se na konci třetího tahu. Trubky jsou uspořádány za sebou. Svazek je navržen jako protiproudý jednohad, jeho výška je volena $H=2$ m. Ostatní svazky přehříváku 1 jsou umístěny ve čtvrtém tahu, jejich výpočet je proveden v kapitole 15.

Výpočet proveden dle [1].



Obr. 13.1: Přehřívák 1e

Vnější průměr trubky	D	[m]	0,038
Tloušťka stěny trubky	t	[m]	0,004
Vnitřní průměr trubky	d	[m]	0,03
Příčná rozteč trubek	s_1	[m]	0,1
Podélná rozteč trubek	s_2	[m]	0,08
Počet trubek v řadě	n_{tr}	[-]	36
Počet řad	$n_{řad}$	[-]	24
Počet hadů	n_{had}	[-]	1
Efektivní délka trubek	l_e	[m]	3,53

Tab. 13.1: Parametry přehříváku 1e

Teplota spalin na vstupu do přehříváku 1e

$$t_{spl}^{p1e} = t_{sp2}^{p2} = 440,339^\circ\text{C}$$

Zvolená teplota spalin na výstupu z přehříváku 1e

$$t_{sp2}^{ple} = 400^{\circ}C$$

Střední teplota spalin v přehříváku 1e

$$t_{stř}^{ple} = \frac{t_{sp1}^{ple} + t_{sp2}^{ple}}{2} = \frac{440,339 + 400}{2} = 420,169^{\circ}C \quad (13-1)$$

$$T_{stř}^{ple} = t_{stř}^{ple} + 273,15 = 420,169 + 273,15 = 693,319K \quad (13-2)$$

Světlý průřez spalin v přehříváku 1e

$$F_{sp} = a \cdot b_3 - n_{ir} \cdot D \cdot l_e - n_{zt} \cdot \frac{\pi \cdot D_{zt}^2}{4} \quad (13-3)$$

$$F_{sp} = 3,78 \cdot 3,69 - 36 \cdot 0,038 \cdot 3,53 - 38 \cdot \frac{\pi \cdot 0,038^2}{4} = 8,94m^2$$

Rychlosti proudění spalin v přehříváku 1e

$$w_{sp} = \frac{O_{SP}^V \cdot M_{pv}}{F_{sp}} \cdot \frac{T_{stř}^{ple}}{273,15} = \frac{4,981 \cdot 3,516}{8,94} \cdot \frac{693,319}{273,15} = 4,97m/s \quad (13-4)$$

13.1.1 Součinitel přestupu tepla ze strany páry

Součinitel přestupu tepla konvekcí pro podélné proudění

$$\alpha_p = 0,023 \cdot \frac{\lambda_p}{d} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d}{\nu_p} \right)^{0,8} \cdot Pr_p^{0,4} \quad (13-5)$$

$$\alpha_p = 0,023 \cdot \frac{0,0619}{0,03} \cdot \left(\frac{15,294 \cdot 0,03}{6,74 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,8} \cdot 1,178^{0,4} = 2348,918W/m^2K$$

Kde: λ_p, ν_p, Pr_p – vlastnosti páry dle [3], viz Tab. 13.3

Veličina	Jednotka	Vstup (in)	Výstup (out)	Střední hodnota
Tlak	[MPa]	$p_{plin} = 7,98$	$p_{plout} = 7,9$	$p_{stř}^p = 7,94$
Teplota	[°C]	$t_{plin} = 335$	$t_{plout} = 357,95$	$t_{stř}^p = 346,47$
Entalpie	[kJ/kg]	$i_{plin} = 2936,69$	$i_{plout} = 3016,76$	$i_{stř}^p = 2976,73$
Měrný objem	[m ³ /kg]	$\nu_{plin} = 0,0266$	$\nu_{plout} = 0,0336$	$\nu_{stř}^p = 0,0301$

Tab. 13.2: Parametry páry v přehříváku 1e [3]

Vlastnosti páry

Jsou dopočítány pro střední hodnoty páry podle Tab. 13.2.

Součinitel tepelné vodivosti	λ_p	[W/mK]	0,0619
Dynamická viskozita	η_p	[kg/ms]	$2,2217 \cdot 10^{-5}$
Hustota	ρ_p	[kg/m ³]	32,9577
Kinematická viskozita	ν_p	[m ² /s]	$6,7401 \cdot 10^{-7}$
Prandtlovo číslo	Pr_p	[-]	1,1777

Tab. 13.3: Vlastnosti páry v přehříváku 1e [3]

Rychlost proudění páry v přehříváku 1e

$$w_p = \frac{(M_{pp} - M_{vp2} - M_{vp1}) \cdot v_{stř}^p}{F_p} = \frac{(12,9167) \cdot 0,0301}{0,0254} = 15,294 \text{ m/s} \quad (13-6)$$

Průtočný průřez pro páru

$$F_p = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot n_{tr} \cdot n_{had} = \frac{\pi \cdot 0,03^2}{4} \cdot 36 \cdot 1 = 0,0254 \text{ m}^2 \quad (13-7)$$

13.1.2 Součinitel přestupu tepla ze strany spalin

Součinitel přestupu tepla konvekcí

Součinitel se počítá pro příčné proudění spalin, pro uspořádání trubek za sebou.

$$\alpha_k = 0,2 \cdot c_z \cdot c_s \cdot \frac{\lambda_{sp}}{D} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot D}{\nu_{sp}} \right)^{0,65} \cdot Pr_{sp}^{0,33} \quad (13-8)$$

$$\alpha_k = 0,2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{0,06015}{0,038} \cdot \left(\frac{4,9702 \cdot 0,038}{6,3 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,65} \cdot 0,6532^{0,33} = 50,047 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

Kde: λ_{sp} , ν_{sp} , Pr_{sp} – vlastnosti spalin dle Tab. 13.4

Korekční součinitel na počet řad svazku v podélném směru

V závislosti na počtu řad $n_{řad} \geq 10$, platí $c_z=1$.

Korekční součinitel v závislosti na poměrné příčné a podélné rozteči trubek

V závislosti na $\sigma_2 > 2$, platí $c_s=1$.

Poměrná příčná rozteč

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0,1}{0,038} = 2,63 \quad (13-9)$$

Poměrná podélná rozteč

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0,08}{0,038} = 2,11 \quad (13-10)$$

Součinitel přestupu tepla sáláním pro zaprášené spaliny

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a_\epsilon \cdot T_{stř}^{ple^3} \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_{stř}^{ple}}\right)^4}{1 - \left(\frac{T_z}{T_{stř}^{ple}}\right)} \quad (13-11)$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,1699 \cdot 693,319^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{625,096}{693,319}\right)^4}{1 - \left(\frac{625,096}{693,319}\right)} = 10,012 \text{ W / m}^2 \text{ K}$$

Kde: a_{st} – stupeň černosti povrchu stěn [-], $a_{st}=0,8$ dle [1]

Stupeň černosti zaprášeného proudu spalin

$$a_\epsilon = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-8,9860,1 \cdot 0,207} = 0,1699 \quad (13-12)$$

Součinitel zeslabení sálání

$$k = k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu = 8,986 + 0 = 8,986 \text{ m}^{-1} \cdot \text{MPa}^{-1} \quad (13-13)$$

Součinitel zeslabení sálání nesvítivými tříatomovými plyny

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T_{stř}^{ple}}{1000} \right) \cdot r_{sp} \quad (13-14)$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,1663}{3,16 \cdot \sqrt{0,029 \cdot 0,207}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{693,319}{1000} \right) \cdot 0,2896 = 8,986 \text{ m}^{-1} \cdot \text{MPa}^{-1}$$

Efektivní tloušťka sálové vrstvy pro svazky z hladkých trubek

$$s = 0,09 \cdot D \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{D^2} - 1 \right) = 0,09 \cdot 0,038 \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{0,1 \cdot 0,08}{0,038^2} - 1 \right) = 0,207 \text{ m} \quad (13-15)$$

Absolutní teplota zaneseného povrchu plochy

$$T_z = 273,15 + t_{stř}^p + \left(\epsilon_{ple} + \frac{1}{\alpha_p} \right) \cdot \frac{Q_{ple}}{S_{ple}} \cdot 10^3 \quad (13-16)$$

$$T_z = 273,15 + 420,169 + \left(0,0015 + \frac{1}{2348,918} \right) \cdot \frac{1034,21}{363,916} \cdot 10^3 = 625,096 \text{ K}$$

Kde: ϵ_{ple} – součinitel zanesení přehříváku 1e [-], $\epsilon_{ple}=0,0015$

S_{ple} – skutečná teplosměnná plocha přehříváku 1e [m^2] dle (13-17)

Q_{ple} – předběžně spotřebované teplo přehřívákem 1e [kW] dle (13-18)

Skutečná teplosměnná plocha přehříváku 1e

$$S_{ple} = \pi \cdot D \cdot l_e \cdot n_{tr} \cdot n_{rad} \cdot n_{had} = \pi \cdot 0,038 \cdot 3,53 \cdot 36 \cdot 24 \cdot 1 = 363,916 \text{ m}^2 \quad (13-17)$$

Předběžně spotřebované teplo přehřívákem 1e

$$Q_{p1e} = (M_{pp} - M_{vp1} - M_{vp2}) \cdot (i_{p1out} - i_{p1in}) \quad (13-18)$$

$$Q_{p1e} = (12,9166667) \cdot (3016,763 - 2936,695) = 1034,2106 \text{ kW}$$

Celkový součinitel přestupu tepla pro přehřívák 1e ze strany spalin

$$\alpha_c = \omega \cdot (\alpha_k + \alpha_s) = 1 \cdot (50,047 + 10,012) = 60,059 \text{ W / m}^2 \text{ K} \quad (13-19)$$

Kde: ω – součinitel využití, který charakterizuje neúplnost proudění, $\omega = 1$

13.1.3 Součinitel prostupu tepla pro přehřívák 1e

$$k = \frac{\psi \cdot \alpha_c}{1 + \frac{\alpha_c}{\alpha_p}} = \frac{0,65 \cdot 60,059}{1 + \frac{60,059}{2348,918}} = 38,065 \text{ W / m}^2 \text{ K} \quad (13-20)$$

Kde: ψ – součinitel tepelné efektivity paliva, $\psi = 0,65$ dle [1]

13.1.4 Skutečné teplo odebrané spalinám přehřívákem 1e

$$Q_{p1e}^{skut} = k \cdot S_{p1e} \cdot \Delta t \cdot 10^{-3} = 38,065 \cdot 363,916 \cdot 73,35 \cdot 10^{-3} = 1016,117 \text{ kW} \quad (13-21)$$

Střední teplotní logaritmický spád

Teploty jsou vyobrazeny na Obr. 13.2.

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{82,393 - 65}{\ln \frac{82,393}{65}} = 73,353 \text{ }^\circ\text{C} \quad (13-22)$$

$$\Delta t_1 = t_{sp1}^{p1e} - t_{p1out} = 440,339 - 357,946 = 82,393 \text{ }^\circ\text{C} \quad (13-23)$$

$$\Delta t_2 = t_{sp2}^{p1e} - t_{p1in} = 400 - 335 = 65 \text{ }^\circ\text{C} \quad (13-24)$$

Ideální teplosměnná plocha přehříváku 1e

$$S_{p1e}^{id} = \frac{Q_{p1e} \cdot 1000}{k \cdot \Delta t} = \frac{1034,21 \cdot 1000}{38,065 \cdot 73,35} = 370,396 \text{ m}^2 \quad (13-25)$$

Plocha jedné řady přehříváku 1e

$$S_{rada} = \pi \cdot D \cdot l_e \cdot n_{tr} \cdot n_{had} = \pi \cdot 0,038 \cdot 3,53 \cdot 36 \cdot 1 = 15,163 \text{ m}^2 \quad (13-26)$$

Počet řad přehříváku 1e

$$n_{rad} = \frac{S_{p1e}^{id}}{S_{rada}} = \frac{370,396}{15,163} = 24,427 \Rightarrow 24 \quad (13-27)$$

13.2 Membránové stěny

13.2.1 Součinitel přestupu tepla

Součinitel přestupu tepla konvekcí pro podélné proudění

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{\lambda_{sp}}{d_e} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot d_e}{\nu_{sp}} \right)^{0,8} \cdot Pr_{sp}^{0,4} \quad (13-28)$$

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{0,0602}{0,126} \cdot \left(\frac{4,97 \cdot 0,126}{6,3 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,8} \cdot 0,6532^{0,4} = 14,6 W / m^2 K$$

Kde: λ_{sp} , ν_{sp} , Pr_{sp} – vlastnosti spalin dle [1], viz Tab. 13.4

Vlastnosti spalin

Jsou dopočítány pomocí interpolace pro danou teplotu spalin a určitou vlhkost spalin.

Pro $H_2O = 16,3\%$, $t_{stř}^{ple} = 420,169^\circ C$			
Součinitel tepelné vodivosti	λ_{sp}	[W/mK]	0,06015
Kinematická viskozita	ν_{sp}	[m ² /s]	$6,3 \cdot 10^{-5}$
Prandtlovo číslo	Pr_{sp}	[-]	0,653191

Tab. 13.4: Vlastnosti spalin v přehříváku 1e [1]

Ekvivalentní průměr spalin

$$d_e = \frac{4 \cdot F_{sp}}{O} = \frac{4 \cdot 8,94}{283,39} = 0,126 m \quad (13-29)$$

Obvod průřezu kanálu v přehříváku 1e

$$O = 2 \cdot (a + b_3) + \pi \cdot D_{zt} \cdot n_{zt} + 2 \cdot n_{tr} \cdot (l_e + D) \quad (13-30)$$

$$O = 2 \cdot (3,78 + 3,69) + \pi \cdot 0,038 \cdot 38 + 2 \cdot 36 \cdot (3,53 + 0,038) = 283,387 m$$

Součinitel přestupu tepla sáláním pro zaprášené spaliny

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a_\xi \cdot T_{stř}^{ple^3} \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_{stř}^{ple}} \right)^4}{1 - \left(\frac{T_z}{T_{stř}^{ple}} \right)} \quad (13-31)$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,17 \cdot 693,32^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{678,93}{693,32} \right)^4}{1 - \left(\frac{678,93}{693,32} \right)} = 11,26 W / m^2 K$$

Kde: a_{st} – stupeň černosti povrchu stěn [-], $a_{st}=0,8$ dle [1]
 a_ξ – stupeň černosti zaprášeného proudu spalin dle (13-12)

Absolutní teplota zaneseného povrchu plochy

$$T_z = 273,15 + t_{in}^{výp} + \varepsilon_{ms} \cdot \frac{M_{pv} \cdot (I_{SP}^{440} - I_{SP}^{400})}{S_{ms}^{ple}} \cdot 10^3 \quad (13-32)$$

$$T_z = 273,15 + 296,74 + 0,003 \cdot \frac{3,516 \cdot (3175,282 - 2866,369)}{29,88} \cdot 10^3 = 678,93K$$

Kde: I_{SP}^t – entalpie spalin na vstupu a výstupu z přehříváku 1e [kJ/kg], viz Tab. 3.2
 S_{ms}^{ple} – plocha výhřevných ploch přehříváku 1e [m²]

Plocha výhřevných ploch přehříváku 1e

$$S_{ms}^{ple} = 2 \cdot H \cdot (a + b_3) = 2 \cdot 4 \cdot (3,78 + 3,69) = 29,88m^2 \quad (13-33)$$

Celkový součinitel přestupu tepla ze strany spalin pro membránové stěny

$$\alpha_c = \omega \cdot (\alpha_k + \alpha_s) = 0,9 \cdot (14,6 + 11,26) = 23,27W / m^2 K \quad (13-34)$$

Kde: ω – součinitel využití, který charakterizuje neúplnost proudění, $\omega = 0,9$

13.2.2 Součinitel prostupu tepla

$$k = \psi \cdot \alpha_c = 0,65 \cdot 23,27 = 15,13W / m^2 K \quad (13-35)$$

Kde: ψ – součinitel tepelné efektivity paliva, $\psi = 0,65$ dle [1]

13.2.3 Teplo odebrané spalinám membránovou stěnou v přehříváku 1e

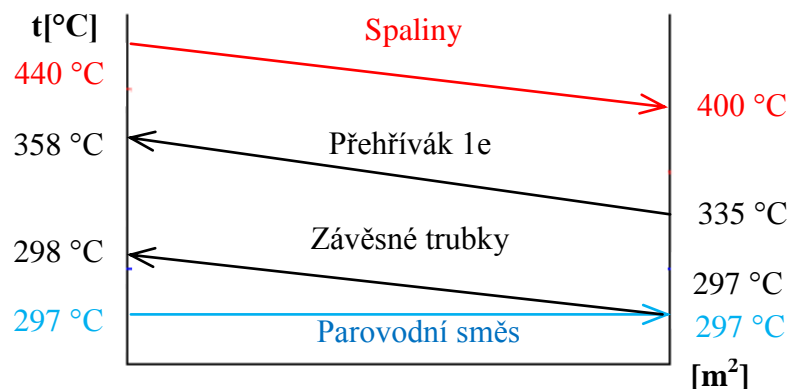
$$Q_{ms}^{ple} = k \cdot S_{ms}^{ple} \cdot \Delta t \cdot 10^{-3} = 15,128 \cdot 29,88 \cdot 122,32 \cdot 10^{-3} = 55,295kW \quad (13-36)$$

Střední teplotní logaritmický spád

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{143,6 - 103,26}{\ln \frac{143,6}{103,26}} = 122,32^\circ C \quad (13-37)$$

$$\Delta t_1 = t_{sp1}^{ple} - t_{in}^{výp} = 440,34 - 296,74 = 143,6^\circ C \quad (13-38)$$

$$\Delta t_2 = t_{sp2}^{ple} - t_{in}^{výp} = 400 - 296,74 = 103,26^\circ C \quad (13-39)$$



Obr. 13.2: Tepelné schéma přehříváku 1e

13.3 Závěsné trubky

13.3.1 Součinitel přestupu tepla ze strany páry

Součinitel přestupu tepla konvekcí pro podélné proudění

$$\alpha_p = 0,023 \cdot \frac{\lambda_p}{d_{zt}} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d_{zt}}{\nu_p} \right)^{0,8} \cdot Pr_p^{0,4} \quad (13-40)$$

$$\alpha_p = 0,023 \cdot \frac{0,0695}{0,0254} \cdot \left(\frac{15,887 \cdot 0,0254}{4,5 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,8} \cdot 1,6485^{0,4} = 4446,18 \text{ W} / \text{m}^2 \text{ K}$$

Kde: λ_p , ν_p , Pr_p – vlastnosti páry dle [3], viz Tab. 13.6

Veličina	Jednotka	Vstup	Výstup	Střední hodnota
Tlak	[MPa]	$p_1^{zt} = 8,2$	$p_2^{zt} = 8,16$	$p_{stř}^{zt} = 8,18$
Teplota	[°C]	$t_1^{zt} = 296,74$	$t_2^{zt} = 297,92$	$t_{stř}^{zt} = 297,33$
Entalpie	[kJ/kg]	$i_1^{zt} = 2755,6$	$i_2^{zt} = 2762,4$	$i_{stř}^{zt} = 2759$
Měrný objem	[m ³ /kg]	$v_1^{zt} = 0,0229$	$v_2^{zt} = 0,0232$	$v_{stř}^{zt} = 0,023$

Tab. 13.5: Parametry páry v závěsných trubkách přehříváku 1e [3]

Vlastnosti páry

Jsou dopočítány pro střední hodnoty páry podle Tab. 13.5.

Součinitel tepelné vodivosti	λ_p	[W/mK]	0,06949
Dynamická viskozita	η_p	[kg/ms]	$1,951 \cdot 10^{-5}$
Hustota	ρ_p	[kg/m ³]	43,3869
Kinematická viskozita	ν_p	[m ² /s]	$4,5 \cdot 10^{-7}$
Prandtlovo číslo	Pr_p	[-]	1,6485

Tab. 13.6: Vlastnosti páry v závěsných trubkách přehříváku 1e [3]

Rychlost proudění páry

$$w_p = \frac{(M_{pp} - M_{vp1} - M_{vp2}) \cdot v_{stř}^{zt}}{F_p} = \frac{(12,91667) \cdot 0,023}{0,01874} = 15,887 \text{ m} / \text{s} \quad (13-41)$$

Kde: F_p – průtočný průřez pro páru [m²], viz (10-25)

13.3.2 Součinitel přestupu tepla ze strany spalín

Součinitel přestupu tepla konvekcí

Součinitel odpovídá velikostně součiniteli přestupu tepla konvekcí u membránové stěny viz (13-28).

$$\alpha_k = 14,6 \text{ W} / \text{m}^2 \text{ K}$$

Součinitel přestupu tepla sáláním pro zaprášené spaliny

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a_{\zeta} \cdot T_{stř}^{p1e3} \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_{stř}^{p1e}}\right)^4}{1 - \left(\frac{T_z}{T_{stř}^{p1e}}\right)} \quad (13-42)$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,1699 \cdot 693,32^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{608,52}{693,32}\right)^4}{1 - \left(\frac{608,52}{693,32}\right)} = 9,654 W / m^2 K$$

Kde: a_{st} – stupeň černosti povrchu stěn [-], $a_{st}=0,8$ dle [1]
 a_{ζ} – stupeň černosti zaprášeného proudu spalin viz (13-12)

Absolutní teplota zaneseného povrchu plochy

$$T_z = 273,15 + t_{stř}^{zt} + \left(\varepsilon_{zt} + \frac{1}{\alpha_p} \right) \cdot \frac{Q_{zt}}{S_{zt}} \cdot 10^3 \quad (13-43)$$

$$T_z = 273,15 + 297,33 + \left(0,0035 + \frac{1}{4446,18} \right) \cdot \frac{87,74}{8,59} \cdot 10^3 = 608,52 K$$

Předběžné teplo odebrané závěsnými trubkami

$$Q_{zt} = (M_{pp} - M_{vp1} - M_{vp2}) \cdot (i_2^{zt} - i_1^{zt}) = (12,91667) \cdot (2762,396 - 2755,603) = 87,74 kW \quad (13-44)$$

Teplosměnná plocha závěsných trubek v přehříváku 1e

$$S_{zt} = \pi \cdot D_{zt} \cdot H \cdot n_{tr} \cdot n_{řad} = \pi \cdot 0,038 \cdot 2 \cdot 19 \cdot 2 = 8,591 m^2 \quad (13-45)$$

Celkový součinitel přestupu tepla pro závěsné trubky ze strany spalin

$$\alpha_c = \omega \cdot (\alpha_k + \alpha_s) = 1 \cdot (14,6 + 9,654) = 24,254 W / m^2 K \quad (13-46)$$

Kde: ω – součinitel využití, který charakterizuje neúplnost proudění, $\omega=1$

13.3.3 Součinitel prostupu tepla pro závěsné trubky

$$k = \frac{\psi \cdot \alpha_c}{1 + \frac{\alpha_c}{\alpha_p}} = \frac{0,65 \cdot 24,254}{1 + \frac{24,254}{4446,18}} = 15,68 W / m^2 K \quad (13-47)$$

Kde: ψ – součinitel tepelné efektivity paliva, $\psi=0,65$ dle [1]

13.3.4 Skutečné teplo odebrané spalinám závěsnými trubkami

$$Q_{zt}^{p1e} = k \cdot S_{zt} \cdot \Delta t \cdot 10^{-3} = 15,68 \cdot 8,591 \cdot 121,79 \cdot 10^{-3} = 16,4 kW \quad (13-48)$$

Střední teplotní logaritmický spád

Teploty jsou vyobrazeny na Obr. 13.2.

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{142,417 - 103,262}{\ln \frac{142,417}{103,262}} = 121,79^\circ\text{C} \quad (13-49)$$

$$\Delta t_1 = t_{sp1}^{p1e} - t_2^{zt} = 440,24 - 297,92 = 142,417^\circ\text{C} \quad (13-50)$$

$$\Delta t_2 = t_{sp2}^{p1e} - t_1^{zt} = 400 - 296,74 = 103,262^\circ\text{C} \quad (13-51)$$

Skutečná entalpie páry na vstupu do závěsných trubek v přehříváku 1e

$$i_{skut1}^{zt} = i_2^{zt} - \frac{Q_{zt}^{p1e}}{(M_{pp} - M_{vp1} - M_{vp2})} = 2762,4 - \frac{16,40}{(12,91667)} = 2761,125 \text{ kJ / kg} \quad (13-52)$$

Skutečná teplota vstupní páry do závěsných trubek v přehříváku 1e

Vypočteno dle [3], jako funkce vstupního tlaku p_1^{zt} a i_{skut1}^{zt} , $t_{skut1}^{zt} = 296,816^\circ\text{C}$. Tato teplota se liší od zvolené teploty ($296,74^\circ\text{C}$) o $0,076^\circ\text{C}$. Tento výsledek je dostatečně přesný.

13.4 Výsledná teplota spalin na výstupu z přehříváku 1e**Teplo spalin na vstupu do přehříváku 1e**

$$Q_{sp1} = Q_{sp2} = 11163,676 \text{ kW viz (12-53)} \quad (13-53)$$

Teplo spalin na výstupu z přehříváku 1e

$$Q_{sp2} = Q_{sp1} - Q_{p1e}^{skut} - Q_{ms}^{p1e} - Q_{zt}^{p1e} = 11163,7 - 1016,12 - 55,3 - 16,4 = 10075,86 \text{ kW} \quad (13-54)$$

Entalpie spalin na výstupu z přehříváku 1e

$$I_{sp2} = \frac{Q_{sp2}}{M_{pv}} = \frac{10075,86}{3,516} = 2865,87 \text{ kJ / kg} \quad (13-55)$$

Skutečná teplota výstupních spalin na výstupu z přehříváku 1e

Vypočteno lineární interpolací pomocí Tab. 3.2, entalpii spalin na výstupu z přehříváku 1e odpovídá teplota $t_{sp2}^{p1e} = 399,94^\circ\text{C}$. Tato teplota se liší od zvolené teploty (400°C) o $0,06^\circ\text{C}$. Tento výsledek je dostatečně přesný.

14 Návrh hloubky čtvrtého a pátého tahu

Před samotným výpočtem přehříváku 1 ve čtvrtém tahu je zapotřebí navrhnout hloubku čtvrtého tahu. Ta se určí na základě zvolené rychlosti spalin na vstupu do přehříváku 1. Pro toto místo je vypočten světlý průřez spalin, z něho je určena potřebná hloubka čtvrtého tahu, která je stejná i pro pátý tah.

Světlý průřez spalin

$$F_{sp} = \frac{O_{SP}^V \cdot M_{pv}}{w_{sp}} \cdot \frac{(273,15 + t_{stř}^{p1})}{273,15} = \frac{4,981 \cdot 3,516}{5} \cdot \frac{(273,15 + 364,47)}{273,15} = 8,18 m^2 \quad (14-1)$$

Kde: w_{sp} – zvolená rychlost spalin na vstupu do přehříváku 1, $w_{sp}=5$ m/s
 $t_{stř}^{p1}$ – střední teplota spalin v přehříváku 1 [°C], viz (15-1)

Hloubka čtvrtého a pátého tahu

$$b_4 = \frac{F_{sp}}{a - n_{tr} \cdot D} = \frac{8,18}{3,78 - 36 \cdot 0,038} = 3,389 \Rightarrow 3,4 m \quad (14-2)$$

Kde: n_{tr} – počet trubek v jedné řadě přehříváku 1 [-], viz Tab. 15.1
 D – vnější průměr trubek přehříváku 1 [m], viz Tab. 15.1

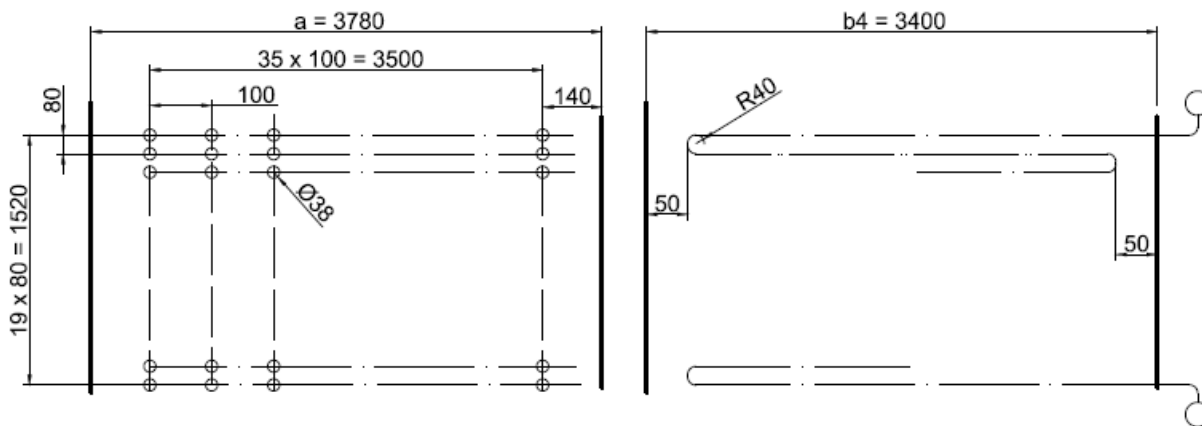
15 Výpočet čtvrtého a pátého tahu – část první

Ve čtvrtém a pátém tahu už nejsou membránové stěny, tahy jsou tvořeny plechovou šachtou. Trubkové svazky jsou zavěšeny na nechlazených závěsech. V těchto tazích se nachází vstupní části přehříváku 1, ekonomizér a ohřívák vzduchu 1.

15.1 Přehřívák 1

Přehřívák 1 je trubkový svazek, který je rozdělen do čtyř svazků z důvodu velikosti. Tři svazky přehříváku (1b, 1c, 1d) mají počet řad 20 a jejich výška je 1520 mm. Přehřívák 1a má počet řad 21 a jeho výška je 1600 mm. Přehřívák 1 je tvořen hladkými trubkami o největším průměru 38 mm a tloušťce stěny 4 mm. Při výpočtu je uvažováno, že přehřívák 1 je jeden celek.

Výpočet proveden dle [1].



Obr. 15.1: Přehřívák 1b, 1c, 1d

Vnější průměr trubky	D	[m]	0,038
Tloušťka stěny trubky	t	[m]	0,004
Vnitřní průměr trubky	d	[m]	0,03
Příčná rozteč trubek	s ₁	[m]	0,1
Podélná rozteč trubek	s ₂	[m]	0,08
Počet trubek v řadě	n _{tr}	[-]	36
Počet řad	n _{řad}	[-]	81
Počet hadů	n _{had}	[-]	1
Efektivní délka trubek	l _e	[m]	3,3

Tab. 15.1: Parametry přehříváku 1

Teplota spalin na vstupu do přehříváku 1

$$t_{sp1}^{p1} = t_{sp2}^{p1e} = 399,935^{\circ}C$$

Zvolená teplota spalin na výstupu z přehříváku 1

$$t_{sp2}^{p1} = 329^{\circ}\text{C}$$

Střední teplota spalin v přehříváku 1

$$t_{stř}^{p1} = \frac{t_{sp1}^{p1} + t_{sp2}^{p1}}{2} = \frac{399,94 + 329}{2} = 364,47^{\circ}\text{C} \quad (15-1)$$

$$T_{stř}^{p1} = t_{stř}^{p1} + 273,15 = 364,47 + 273,15 = 637,62\text{K} \quad (15-2)$$

Světlý průřez spalin v přehříváku 1

$$F_{sp} = a \cdot b_4 - n_{tr} \cdot D \cdot l_e = 3,78 \cdot 3,4 - 36 \cdot 0,038 \cdot 3,3 = 8,34\text{m}^2 \quad (15-3)$$

Rychlosti proudění spalin v přehříváku 1

$$w_{sp} = \frac{O_{SP}^V \cdot M_{pv}}{F_{sp}} \cdot \frac{T_{stř}^{p1}}{273,15} = \frac{4,981 \cdot 3,516}{8,34} \cdot \frac{637,62}{273,15} = 4,9\text{m/s} \quad (15-4)$$

15.1.1 Součinitel přestupu tepla ze strany páry

Součinitel přestupu tepla konvekcí pro podélné proudění

$$\alpha_p = 0,023 \cdot \frac{\lambda_p}{d} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d}{\nu_p} \right)^{0,8} \cdot \text{Pr}_p^{0,4} \quad (15-5)$$

$$\alpha_p = 0,023 \cdot \frac{0,0651}{0,03} \cdot \left(\frac{12,866 \cdot 0,03}{5,128 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,8} \cdot 1,4174^{0,4} = 2884,45\text{W/m}^2\text{K}$$

Kde: $\lambda_p, \nu_p, \text{Pr}_p$ – vlastnosti páry dle [3], viz Tab. 15.3

Veličina	Jednotka	Vstup (in)	Výstup (out)	Střední hodnota
Tlak	[MPa]	$p_{p1in} = 8,1$	$p_{p1out} = 7,98$	$p_{stř}^p = 8,04$
Teplota	[°C]	$t_{p1in} = 301,19$	$t_{p1out} = 335$	$t_{stř}^p = 318,09$
Entalpie	[kJ/kg]	$i_{p1in} = 2786,76$	$i_{p1out} = 2936,69$	$i_{stř}^p = 2861,73$
Měrný objem	[m ³ /kg]	$\nu_{p1in} = 0,0241$	$\nu_{p1out} = 0,0266$	$\nu_{stř}^p = 0,025$

Tab. 15.2: Parametry páry v přehříváku 1 [3]

Vlastnosti páry

Jsou dopočítány pro střední hodnoty páry podle Tab. 15.2.

Součinitel tepelné vodivosti	λ_p	[W/mK]	0,0651
Dynamická viskozita	η_p	[kg/ms]	$2,02 \cdot 10^{-5}$
Hustota	ρ_p	[kg/m ³]	39,379
Kinematická viskozita	ν_p	[m ² /s]	$5,128 \cdot 10^{-7}$
Prandtlovo číslo	Pr_p	[-]	1,4174

Tab. 15.3: Vlastnosti páry v přehříváku 1 [3]

Rychlost proudění páry v přehříváku 1

$$w_p = \frac{(M_{pp} - M_{vp2} - M_{vp1}) \cdot v_{stř}^p}{F_p} = \frac{(12,91667) \cdot 0,025}{0,0254} = 12,8666 \text{ m/s} \quad (15-6)$$

Průtočný průřez pro páru

$$F_p = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot n_{tr} \cdot n_{had} = \frac{\pi \cdot 0,03^2}{4} \cdot 36 \cdot 1 = 0,0254 \text{ m}^2 \quad (15-7)$$

15.1.2 Součinitel přestupu tepla ze strany spalin

Součinitel přestupu tepla konvekce

Součinitel se počítá pro příčné proudění spalin, pro uspořádání trubek za sebou.

$$\alpha_k = 0,2 \cdot c_z \cdot c_s \cdot \frac{\lambda_{sp}}{D} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot D}{\nu_{sp}} \right)^{0,65} \cdot Pr_{sp}^{0,33} \quad (15-8)$$

$$\alpha_k = 0,2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{0,0551}{0,038} \cdot \left(\frac{4,9 \cdot 0,038}{5,32 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,65} \cdot 0,6588^{0,33} = 50,863 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

Kde: λ_{sp} , ν_{sp} , Pr_{sp} – vlastnosti spalin dle Tab. 15.4

Pro H ₂ O = 16,3%, $t_{stř}^{p1} = 364,47^\circ\text{C}$			
Součinitel tepelné vodivosti	λ_{sp}	[W/mK]	0,055082
Kinematická viskozita	ν_{sp}	[m ² /s]	$5,317 \cdot 10^{-5}$
Prandtlovo číslo	Pr_{sp}	[-]	0,65876

Tab. 15.4: Vlastnosti spalin v přehříváku 1 [1]

Korekční součinitel na počet řad svazku v podélném směru

V závislosti na počtu řad $n_{rad} \geq 10$, platí $c_z=1$.

Korekční součinitel v závislosti na poměrné příčné a podélné rozteči trubek

V závislosti na $\sigma_2 > 2$, platí $c_s=1$.

Poměrná příčná rozteč

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0,1}{0,038} = 2,632 \quad (15-9)$$

Poměrná podélná rozteč

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0,08}{0,038} = 2,11 \quad (15-10)$$

Součinitel přestupu tepla sáláním pro zaprášené spaliny

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a_\varepsilon \cdot T_{stř}^{p1^3} \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_{stř}^{p1}}\right)^4}{1 - \left(\frac{T_z}{T_{stř}^{p1}}\right)} \quad (15-11)$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,174 \cdot 637,618^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{594,36}{637,618}\right)^4}{1 - \left(\frac{594,36}{637,618}\right)} = 8,36 \text{ W / m}^2 \text{ K}$$

Kde: a_{st} – stupeň černosti povrchu stěn [-], $a_{st}=0,8$ dle [1]

Stupeň černosti zaprášeného proudu spalin

$$a_\varepsilon = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-9,2350,1 \cdot 0,207} = 0,174 \quad (15-12)$$

Součinitel zeslabení sálání

$$k = k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu = 9,235 + 0 = 9,235 \text{ m}^{-1} \cdot \text{MPa}^{-1} \quad (15-13)$$

Součinitel zeslabení sálání nsvítivými tříatomovými plyny

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T_{stř}^{p1}}{1000} \right) \cdot r_{sp} \quad (15-14)$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,1663}{3,16 \cdot \sqrt{0,029 \cdot 0,207}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{637,62}{1000} \right) \cdot 0,2896 = 9,235 \text{ m}^{-1} \cdot \text{MPa}^{-1}$$

Efektivní tloušťka sálové vrstvy pro svazky z hladkých trubek

$$s = 0,09 \cdot D \cdot \left(\frac{4 \cdot s_1 \cdot s_2}{\pi \cdot D^2} - 1 \right) = 0,09 \cdot 0,038 \cdot \left(\frac{4 \cdot 0,1 \cdot 0,08}{\pi \cdot 0,038^2} - 1 \right) = 0,2072 \text{ m} \quad (15-15)$$

Absolutní teplota zaneseného povrchu plochy

$$T_z = 273,15 + t_{stř}^p + \left(\varepsilon_{p1} + \frac{1}{\alpha_p} \right) \cdot \frac{Q_{p1}}{S_{p1}} \cdot 10^3 \quad (15-16)$$

$$T_z = 273,15 + 318,1 + \left(0,0015 + \frac{1}{2884,45} \right) \cdot \frac{1936,62}{1148,19} \cdot 10^3 = 594,36 \text{ K}$$

Kde: ε_{p1} -součinitel zanesení přehříváku 1 [-], $\varepsilon_{p1}=0,0015$
 S_{p1} -skutečná teplosměnná plocha přehříváku 1 [m²] dle (15-17)
 Q_{p1} -předběžně spotřebované teplo přehřívákem 1 [kW] dle (15-18)

Skutečná teplosměnná plocha přehříváku 1

$$S_{p1} = \pi \cdot D \cdot l_e \cdot n_{tr} \cdot n_{rad} \cdot n_{had} = \pi \cdot 0,038 \cdot 3,3 \cdot 36 \cdot 81 \cdot 1 = 1148,19 m^2 \quad (15-17)$$

Předběžně spotřebované teplo přehřívákem 1

$$Q_{p1} = (M_{pp} - M_{vp1} - M_{vp2}) \cdot (i_{p1out} - i_{p1in}) \quad (15-18)$$

$$Q_{p1} = (12,91667) \cdot (2936,69 - 2786,76) = 1936,62 kW$$

Celkový součinitel přestupu tepla pro přehřívák 1 ze strany spalin

$$\alpha_c = \omega \cdot (\alpha_k + \alpha_s) = 1 \cdot (50,86 + 8,36) = 59,225 W / m^2 K \quad (15-19)$$

Kde: ω – součinitel využití, který charakterizuje neúplnost proudění, $\omega = 1$

15.1.3 Součinitel prostupu tepla pro přehřívák 1

$$k = \frac{\psi \cdot \alpha_c}{1 + \frac{\alpha_c}{\alpha_p}} = \frac{0,65 \cdot 59,225}{1 + \frac{59,225}{2884,45}} = 37,722 W / m^2 K \quad (15-20)$$

Kde: ψ – součinitel tepelné efektivity paliva, $\psi = 0,65$ dle [1]

15.1.4 Skutečné teplo odebrané spalinám přehřívákem 1

$$Q_{p1}^{skut} = k \cdot S_{p1} \cdot \Delta t \cdot 10^{-3} = 37,722 \cdot 1148,19 \cdot 43,782 \cdot 10^{-3} = 1896,28 kW \quad (15-21)$$

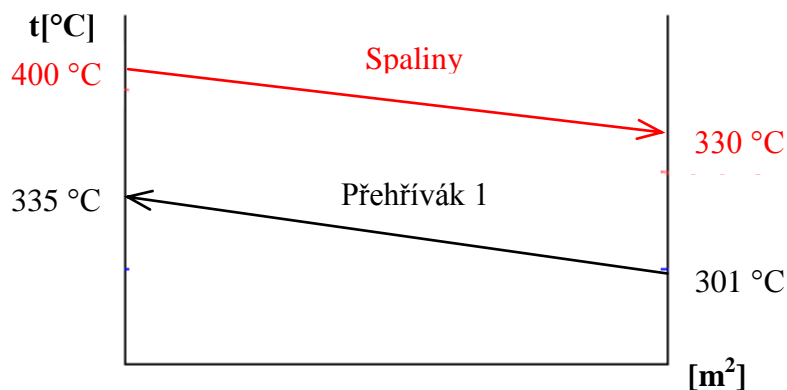
Střední teplotní logaritmický spád

Teploty jsou vyobrazeny na Obr. 15.2.

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{64,94 - 27,81}{\ln \frac{64,94}{27,81}} = 43,782^\circ C \quad (15-22)$$

$$\Delta t_1 = t_{sp1}^{p1} - t_{p1out} = 399,94 - 335 = 64,94^\circ C \quad (15-23)$$

$$\Delta t_2 = t_{sp2}^{p1} - t_{p1in} = 329 - 301,19 = 27,81^\circ C \quad (15-24)$$



Obr. 15.2: Tepelné schéma přehříváku 1

Ideální teplosměnná plocha přehříváku 1

$$S_{p1}^{id} = \frac{Q_{p1} \cdot 1000}{k \cdot \Delta t} = \frac{1936,623 \cdot 1000}{37,72 \cdot 43,782} = 1172,62 m^2 \quad (15-25)$$

Plocha jedné řady přehříváku 1

$$S_{řada} = \pi \cdot D \cdot l_e \cdot n_{tr} \cdot n_{had} = \pi \cdot 0,038 \cdot 3,3 \cdot 36 \cdot 1 = 14,175 m^2 \quad (15-26)$$

Počet řad přehříváku 1

$$n_{řad} = \frac{S_{p1}^{id}}{S_{řada}} = \frac{1172,62}{14,175} = 82,72 \Rightarrow 81 \quad (15-27)$$

15.2 Výsledná teplota spalin na výstupu z přehříváku 1**Teplo spalin na vstupu do přehříváku 1**

$$Q_{sp1} = Q_{sp2} = 10075,86 kW \text{ viz (13-54)} \quad (15-28)$$

Teplo spalin na výstupu z přehříváku 1

$$Q_{sp2} = Q_{sp1} - Q_{p1}^{skut} = 10075,86 - 1896,28 = 8179,58 kW \quad (15-29)$$

Entalpie spalin na výstupu z přehříváku 1

$$I_{sp2} = \frac{Q_{sp2}}{M_{pv}} = \frac{8179,58}{3,516} = 2326,52 kJ / kg \quad (15-30)$$

Skutečná teplota výstupních spalin na výstupu z přehříváku 1

Vypočteno lineární interpolací pomocí Tab. 3.2, entalpii spalin na výstupu z přehříváku 1 odpovídá teplota $t_{sp2}^{p1} = 329,52^\circ C$. Tato teplota se liší od zvolené teploty ($329^\circ C$) o $0,52^\circ C$. Tento výsledek je dostatečně přesný.

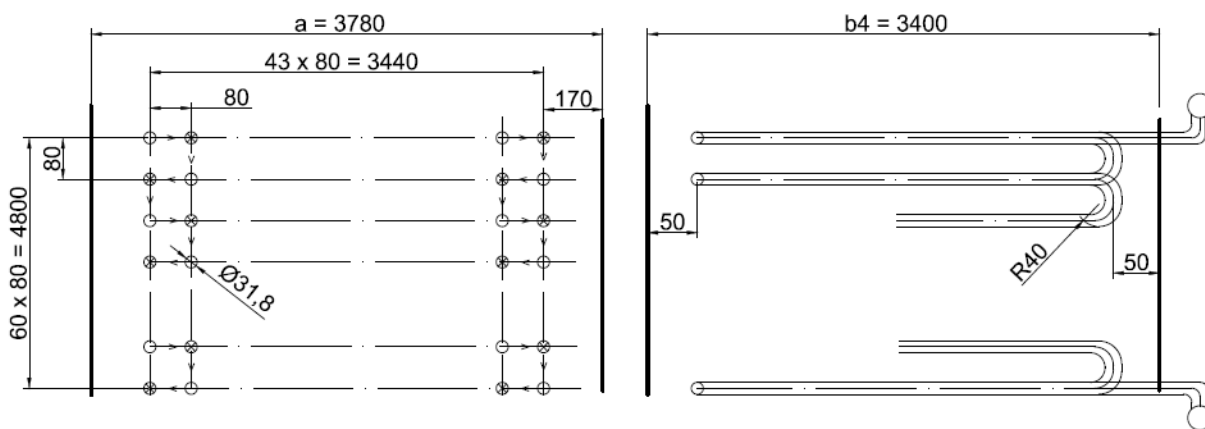
16 Výpočet čtvrtého a pátého tahu – část druhá

V druhé části čtvrtého a pátého tahu se nacházejí trubkové svazky ekonomizéru. Svazky jsou zavěšeny na nechlazených závěsech. Trubky ekonomizéru jsou ohnuty v několika rovinách, nejdříve jsou ohnuty do boku a poté dolů. Tímto trubky zaberou dvojnásobnou plochu v jedné řadě.

16.1 Ekonomizér

Ekonomizér je trubkový svazek, který je rozdělen do několika svazků z důvodu velikosti. Ekonomizér je tvořen hladkými trubkami o vnějším průměru 31,8 mm a tloušťce stěny 3,6 mm. Při výpočtu je uvažováno, že ekonomizér je jeden celek. Součinitel přestupu tepla ze strany vody se zanedbává, kvůli jeho malé velikosti.

Výpočet proveden dle [1].



Obr. 16.1: Ekonomizér

Vnější průměr trubky	D	[m]	0,0318
Tloušťka stěny trubky	t	[m]	0,0036
Vnitřní průměr trubky	d	[m]	0,0246
Příčná rozteč trubek	s_1	[m]	0,08
Podélná rozteč trubek	s_2	[m]	0,08
Počet trubek v řadě	n_{tr}	[-]	22
Počet řad	$n_{řad}$	[-]	61
Počet hadů	n_{had}	[-]	1
Efektivní délka trubek	l_e	[m]	3,3

Tab. 16.1: Parametry ekonomizéru

Teplota spalin na vstupu do ekonomizéru

$$t_{sp1}^{eko} = t_{sp2}^{p1} = 329,504^{\circ}\text{C}$$

Zvolená teplota spalin na výstupu z ekonomizéru

$$t_{sp2}^{eko} = 188^{\circ}\text{C}$$

Střední teplota spalin v ekonomizéru

$$t_{stř}^{eko} = \frac{t_{sp1}^{eko} + t_{sp2}^{eko}}{2} = \frac{329,504 + 188}{2} = 258,752^{\circ}\text{C} \quad (16-1)$$

$$T_{stř}^{eko} = t_{stř}^{eko} + 273,15 = 258,752 + 273,15 = 531,902\text{K} \quad (16-2)$$

Světlý průřez spalin v ekonomizéru

$$F_{sp} = a \cdot b_4 - 2 \cdot n_{tr} \cdot D \cdot l_e = 3,78 \cdot 3,4 - 2 \cdot 36 \cdot 0,038 \cdot 3,3 = 8,23\text{m}^2 \quad (16-3)$$

Rychlosti proudění spalin v ekonomizéru

$$w_{sp} = \frac{O_{SP}^V \cdot M_{pv}}{F_{sp}} \cdot \frac{T_{stř}^{eko}}{273,15} = \frac{4,981 \cdot 3,516}{8,23} \cdot \frac{531,902}{273,15} = 4,14\text{m/s} \quad (16-4)$$

Veličina	Jednotka	Vstup (in)	Výstup (out)	Střední hodnota
Tlak	[MPa]	$p_{in}^{eko} = 8,4$	$p_{out}^{eko} = 8,2$	$p_{stř}^v = 8,3$
Teplota	[°C]	$t_{in}^{eko} = 105$	$t_{out}^{eko} = 169,74$	$t_{stř}^v = 137,37$
Entalpie	[kJ/kg]	$i_{in}^{eko} = 446,35$	$i_{out}^{eko} = 722,16$	$i_{stř}^v = 584,26$
Měrný objem	[m ³ /kg]	$v_{in}^{eko} = 0,00104$	$v_{out}^{eko} = 0,00112$	$v_{stř}^v = 0,00108$

Tab. 16.2: Parametry vody v ekonomizéru [3]

Rychlost proudění vody v ekonomizéru

$$w_v = \frac{(M_{pp} - M_{vp2} - M_{vp1}) \cdot v_{stř}^v}{F_v} = \frac{(12,9167) \cdot 0,00108}{0,01045} = 1,335\text{m/s} \quad (16-5)$$

Průtočný průřez pro vodu

$$F_v = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot n_{tr} = \frac{\pi \cdot 0,0246^2}{4} \cdot 22 = 0,01045\text{m}^2 \quad (16-6)$$

16.1.1 Součinitel přestupu tepla ze strany spalin

Součinitel přestupu tepla konvekcí

Součinitel se počítá pro příčné proudění spalin, pro uspořádání trubek za sebou.

$$\alpha_k = 0,2 \cdot c_z \cdot c_s \cdot \frac{\lambda_{sp}}{D} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot D}{v_{sp}} \right)^{0,65} \cdot \text{Pr}_{sp}^{0,33} \quad (16-7)$$

$$\alpha_k = 0,2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{0,04561}{0,0318} \cdot \left(\frac{4,141 \cdot 0,0318}{4 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,65} \cdot 0,67231^{0,33} = 48,93\text{W/m}^2\text{K}$$

Kde: λ_{sp} , ν_{sp} , Pr_{sp} – vlastnosti spalín dle Tab. 16.3

Pro $H_2O = 16,3\%$, $t_{stř}^{eko} = 258,75^\circ C$			
Součinitel tepelné vodivosti	λ_{sp}	[W/mK]	0,04561
Kinematická viskozita	ν_{sp}	[m ² /s]	$4 \cdot 10^{-5}$
Prandtlovo číslo	Pr_{sp}	[-]	0,67231

Tab. 16.3: Vlastnosti spalín v ekonomizéru [1]

Korekční součinitel na počet řad svazku v podélném směru

V závislosti na počtu řad $n_{řad} \geq 10$, platí $c_z=1$.

Korekční součinitel v závislosti na poměrné příčné a podélné rozteči trubek

V závislosti na $\sigma_2 > 2$, platí $c_s=1$.

Poměrná příčná rozteč

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0,08}{0,0318} = 2,52 \quad (16-8)$$

Poměrná podélná rozteč

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0,08}{0,0318} = 2,52 \quad (16-9)$$

Součinitel přestupu tepla sáláním pro zaprášené spaliny

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a_\epsilon \cdot T_{stř}^{eko^3} \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_{stř}^{eko}}\right)^4}{1 - \left(\frac{T_z}{T_{stř}^{eko}}\right)} \quad (16-10)$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,1802 \cdot 531,902^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{428,646}{531,902}\right)^4}{1 - \left(\frac{428,646}{531,902}\right)} = 4,144 W / m^2 K$$

Kde: a_{st} – stupeň černosti povrchu stěn [-], $a_{st}=0,8$ dle [1]

Stupeň černosti zaprášeného proudu spalín

$$a_\epsilon = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-9,830,1 \cdot 0,202} = 0,18022 \quad (16-11)$$

Součinitel zeslabení sálání

$$k = k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu = 9,83153 + 0 = 9,83153 m^{-1} \cdot MPa^{-1} \quad (16-12)$$

Součinitel zeslabení sálání nsvítivými tříatomovými plyny

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T_{stř}^{eko}}{1000} \right) \cdot r_{sp} \quad (16-13)$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,1663}{3,16 \cdot \sqrt{0,029 \cdot 0,202}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{531,902}{1000} \right) \cdot 0,2896 = 9,83153 m^{-1} \cdot MPa^{-1}$$

Efektivní tloušťka sálové vrstvy pro svazky z hladkých trubek

$$s = 0,09 \cdot D \cdot \left(\frac{4 \cdot s_1 \cdot s_2}{\pi \cdot D^2} - 1 \right) = 0,09 \cdot 0,038 \cdot \left(\frac{4 \cdot 0,08 \cdot 0,08}{\pi \cdot 0,038^2} - 1 \right) = 0,202 m \quad (16-14)$$

Absolutní teplota zaneseného povrchu plochy

$$T_z = 273,15 + t_{stř}^v + \varepsilon_{eko} \cdot \frac{Q_{eko}}{S_{eko}} \cdot 10^3 \quad (16-15)$$

$$T_z = 273,15 + 137,37 + 0,0045 \cdot \frac{3562,6}{884,409} \cdot 10^3 = 428,646 K$$

Kde: ε_{eko} -součinitel zanesení ekonomizéru [-], $\varepsilon_{eko}=0,0045$
 S_{eko} -skutečná teplosměnná plocha ekonomizéru [m^2] dle (16-16)
 Q_{eko} -předběžně spotřebované teplo ekonomizérem [kW] dle (6-19)

Skutečná teplosměnná plocha ekonomizéru

$$S_{eko} = \pi \cdot D \cdot l_e \cdot 2 \cdot n_{tr} \cdot n_{rad} \cdot n_{had} = \pi \cdot 0,038 \cdot 3,3 \cdot 2 \cdot 22 \cdot 61 \cdot 1 = 884,41 m^2 \quad (16-16)$$

Celkový součinitel přestupu tepla pro ekonomizér ze strany spalín

$$\alpha_c = \omega \cdot (\alpha_k + \alpha_s) = 1 \cdot (48,9326 + 4,14412) = 53,0767 W / m^2 K \quad (16-17)$$

Kde: ω – součinitel využití, který charakterizuje neúplnost proudění, $\omega=1$

16.1.2 Součinitel prostupu tepla pro ekonomizér

$$k = \psi \cdot \alpha_c = 0,65 \cdot 53,0767 = 34,4998 W / m^2 K \quad (16-18)$$

Kde: ψ – součinitel tepelné efektivity paliva, $\psi=0,65$ dle [1]

16.1.3 Skutečné teplo odebrané spalínám ekonomizérem

$$Q_{eko}^{skut} = k \cdot S_{eko} \cdot \Delta t \cdot 10^{-3} = 34,4998 \cdot 884,409 \cdot 117,223 \cdot 10^{-3} = 3576,72 kW \quad (16-19)$$

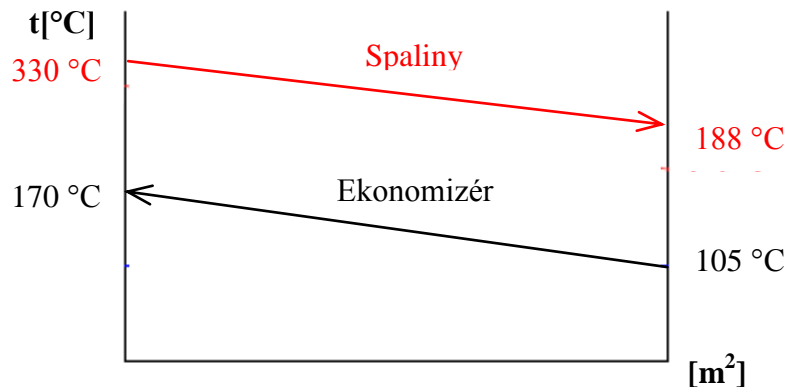
Střední teplotní logaritmický spád

Teploty jsou vyobrazeny na Obr. 16.2.

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{159,766 - 83}{\ln \frac{159,766}{83}} = 117,223^\circ C \quad (16-20)$$

$$\Delta t_1 = t_{sp1}^{eko} - t_{out}^{eko} = 329,504 - 169,738 = 159,766^\circ C \quad (16-21)$$

$$\Delta t_2 = t_{sp2}^{eko} - t_{in}^{eko} = 188 - 105 = 83^\circ\text{C} \quad (16-22)$$



Obr. 16.2: Tepelné schéma ekonomizéru

Ideální teplosměnná plocha ekonomizéru

$$S_{eko}^{id} = \frac{Q_{eko} \cdot 1000}{k \cdot \Delta t} = \frac{3562,6 \cdot 1000}{34,4998 \cdot 117,223} = 880,923 \text{m}^2 \quad (16-23)$$

Plocha jedné řady ekonomizéru

$$S_{řada} = \pi \cdot D \cdot l_e \cdot 2 \cdot n_{tr} \cdot n_{had} = \pi \cdot 0,0318 \cdot 3,3 \cdot 2 \cdot 22 \cdot 1 = 14,4985 \text{m}^2 \quad (16-24)$$

Počet řad ekonomizéru

$$n_{řad} = \frac{S_{eko}^{id}}{S_{řada}} = \frac{880,923}{14,4985} = 60,7595 \Rightarrow 61 \quad (16-25)$$

16.2 Výsledná teplota spalin na výstupu z ekonomizéru

Teplo spalin na vstupu do ekonomizéru

$$Q_{sp1} = Q_{sp2} = 8179,578163 \text{kW viz (15-29)} \quad (16-26)$$

Teplo spalin na výstupu z ekonomizéru

$$Q_{sp2} = Q_{sp1} - Q_{eko}^{skut} = 8179,5782 - 3576,72 = 4602,86 \text{kW} \quad (16-27)$$

Entalpie spalin na výstupu z ekonomizéru

$$I_{sp2} = \frac{Q_{sp2}}{M_{pv}} = \frac{4602,86}{3,516} = 1309,19 \text{kJ/kg} \quad (16-28)$$

Skutečná teplota výstupních spalin na výstupu z ekonomizéru

Vypočteno lineární interpolací pomocí Tab. 3.2, entalpii spalin na výstupu z ekonomizéru odpovídá teplota $t_{sp2}^{eko} = 187,79^\circ\text{C}$. Tato teplota se liší od zvolené teploty (188°C) o $0,21^\circ\text{C}$. Tento výsledek je dostatečně přesný.

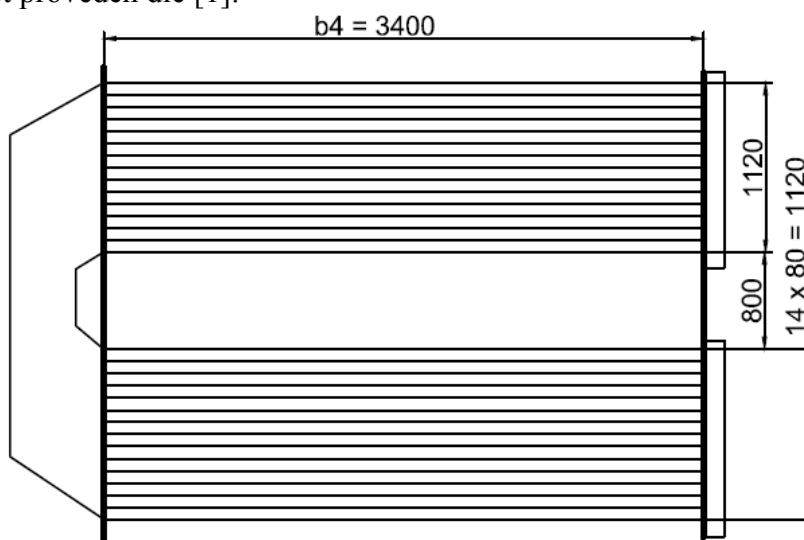
17 Výpočet čtvrtého a pátého tahu – část třetí

V třetí části čtvrtého a pátého tahu se nacházejí trubkové svazky ohříváku vzduchu. Ohřívák vzduchu se skládá ze dvou částí.

17.1 Ohřívák vzduchu

Ohřívák vzduchu je tvořen hladkými trubkami o vnějším průměru 44,5 mm a tloušťce stěny 3,2 mm. Při výpočtu je uvažováno, že ohřívák vzduchu je jeden celek. Primární i sekundární vzduch je zde předehříván na 100 °C a je přiváděn do spalovací komory. 90 % přiváděného vzduchu tvoří primární a sekundární vzduch, zbylých 10 % tvoří vzduch, který je určen k pohazování směsi paliva na rošt. Spaliny za ohřívákem vzduchu by neměly klesnout pod 140 °C, z tohoto důvodu se počítá s recirkulací vzduchu zhruba 10 %. Ve výpočtech se tedy uvažuje počátečních 100 % přiváděného vzduchu. Vstupní teplota předehřívávaného vzduchu recirkulací je 50 °C.

Výpočet proveden dle [1].



Obr. 17.1: Ohřívák vzduchu

Vnější průměr trubky	D	[m]	0,0445
Tloušťka stěny trubky	t	[m]	0,0032
Vnitřní průměr trubky	d	[m]	0,0381
Příčná rozteč trubek	s_1	[m]	0,09
Podélná rozteč trubek	s_2	[m]	0,08
Počet trubek v řadě	n_{tr}	[-]	40
Počet řad	$n_{řad}$	[-]	30
Počet pater	n_{pat}	[-]	2
Efektivní délka trubek	l_e	[m]	3,4

Tab. 17.1: Parametry ohříváku vzduchu

Teplota spalin na vstupu do ohříváku vzduchu

$$t_{sp1}^{ohv} = t_{sp2}^{eko} = 187,79^{\circ}C$$

Zvolená teplota spalin na výstupu z ohříváku vzduchu

$$t_{sp2}^{ohv} = 145^{\circ}C$$

Střední teplota spalin v ohříváku vzduchu

$$t_{stř}^{ohv} = \frac{t_{sp1}^{ohv} + t_{sp2}^{ohv}}{2} = \frac{187,79 + 145}{2} = 166,39^{\circ}C \quad (17-1)$$

$$T_{stř}^{ohv} = t_{stř}^{ohv} + 273,15 = 166,39 + 273,15 = 439,54K \quad (17-2)$$

Světlý průřez spalin v ohříváku vzduchu

$$F_{sp} = a \cdot b_4 - n_{tr} \cdot D \cdot l_e = 3,78 \cdot 3,4 - 40 \cdot 0,0445 \cdot 3,4 = 6,8m^2 \quad (17-3)$$

Rychlosti proudění spalin v ohříváku vzduchu

$$w_{sp} = \frac{O_{SP}^V \cdot M_{pv}}{F_{sp}} \cdot \frac{T_{stř}^{ohv}}{273,15} = \frac{4,981 \cdot 3,516}{6,8} \cdot \frac{439,54322}{273,15} = 4,144m/s \quad (17-4)$$

Veličina	Jednotka	Vstup (in)	Výstup (out)	Střední hodnota
Teplota	[°C]	$t_{in}^{vz} = 50$	$t_{out}^{vz} = 100$	$t_{stř}^{vz} = 75$
Entalpie	[kJ/kg]	$i_{in}^{vz} = 218,73$	$i_{out}^{vz} = 437,46$	$i_{stř}^{vz} = 328,1$

Tab. 17.2: Parametry vzduchu v ohříváku vzduchu [2]

Součinitel tepelné vodivosti	λ_{vz}	[W/mK]	0,03
Kinematická viskozita	ν_{vz}	[m ² /s]	0,0000207
Prandtlovo číslo	Pr_{vz}	[-]	0,6925

Tab. 17.3: Vlastnosti vzduchu v ohříváku vzduchu [2]

Výkon ohříváku vzduchu

$$Q_{ohv} = M_{pv} \cdot \alpha \cdot (i_{out}^{vz} - i_{in}^{vz}) = 3,516 \cdot 1,3 \cdot (437,46 - 218,73) = 1003,06kW \quad (17-5)$$

17.1.1 Součinitel přestupu tepla ze strany spalin

Součinitel přestupu tepla konvekci

Součinitel se počítá pro příčné proudění spalin, pro uspořádání trubek za sebou.

$$\alpha_k = 0,2 \cdot c_z \cdot c_s \cdot \frac{\lambda_{sp}}{D} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot D}{\nu_{sp}} \right)^{0,65} \cdot Pr_{sp}^{0,33} \quad (17-6)$$

$$\alpha_k = 0,2 \cdot 1 \cdot 0,998 \cdot \frac{0,0372}{0,0445} \cdot \left(\frac{4,144 \cdot 0,0445}{2,589 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,65} \cdot 0,6838^{0,33} = 47,002229W / m^2 K$$

Kde: λ_{sp} , ν_{sp} , Pr_{sp} – vlastnosti spalin dle Tab. 17.4

Pro H ₂ O = 16,3%, $t_{stř}^{ohv} = 166,39^{\circ}\text{C}$			
Součinitel tepelné vodivosti	λ_{sp}	[W/mK]	0,0372111
Kinematická viskozita	ν_{sp}	[m ² /s]	$2,589 \cdot 10^{-5}$
Prandtlovo číslo	Pr_{sp}	[-]	0,6838

Tab. 17.4: Vlastnosti spalin v ohříváku vzduchu [1]

Korekční součinitel na počet řad svazku v podélném směru

V závislosti na počtu řad $n_{řad} \geq 10$, platí $c_z=1$.

Korekční součinitel v závislosti na poměrné příčné a podélné rozteči trubek

V závislosti na $\sigma_2 < 2$ platí vztah (17-7)

$$c_s = \left[1 + (2 \cdot \sigma_1 - 3) \cdot \left(1 - \frac{\sigma_2}{2} \right)^3 \right]^{-2} = \left[1 + (2 \cdot 2,022 - 3) \cdot \left(1 - \frac{1,798}{2} \right)^3 \right]^{-2} = 0,998 \quad (17-7)$$

Poměrná příčná rozteč

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0,09}{0,0445} = 2,022 \quad (17-8)$$

Poměrná podélná rozteč

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0,08}{0,0445} = 1,798 \quad (17-9)$$

Součinitel přestupu tepla sáláním pro zaprášené spaliny

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a_{\varepsilon} \cdot T_{stř}^{ohv^3} \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_{stř}^{ohv}} \right)^4}{1 - \left(\frac{T_z}{T_{stř}^{ohv}} \right)} \quad (17-10)$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,1617 \cdot 439,54^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{393,85}{439,54} \right)^4}{1 - \left(\frac{393,85}{439,54} \right)} = 2,408 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Kde: a_{st} – stupeň černosti povrchu stěn [-], $a_{st}=0,8$ dle [1]

Stupeň černosti zaprášeného proudu spalin

$$a_{\varepsilon} = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-12,1260,10,145} = 0,1617 \quad (17-11)$$

Součinitel zeslabení sálání

$$k = k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu = 12,126 + 0 = 12,126 \text{ m}^{-1} \cdot \text{MPa}^{-1} \quad (17-12)$$

Součinitel zeslabení sálání nesvítivými tříatomovými plyny

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T_{stř}^{ohv}}{1000} \right) \cdot r_{sp} \quad (17-13)$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,1663}{3,16 \cdot \sqrt{0,029 \cdot 0,145}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{439,54}{1000} \right) \cdot 0,2896 = 12,126 m^{-1} \cdot MPa^{-1}$$

Efektivní tloušťka sálavé vrstvy pro svazky z hladkých trubek

$$s = 0,09 \cdot D \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{D^2} - 1 \right) = 0,09 \cdot 0,0445 \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{0,09 \cdot 0,08}{0,0318^2} - 1 \right) = 0,145 m \quad (17-14)$$

Absolutní teplota zaneseného povrchu plochy

$$T_z = 273,15 + \frac{t_{stř}^{ohv} + t_{stř}^{vz}}{2} = 273,15 + \frac{166,39 + 75}{2} = 393,85 K \quad (17-15)$$

Celkový součinitel přestupu tepla pro ohřívák vzduchu ze strany spalín

$$\alpha_c = \omega \cdot (\alpha_k + \alpha_s) = 1 \cdot (47 + 2,41) = 49,41 W / m^2 K \quad (17-16)$$

Kde: ω – součinitel využití, který charakterizuje neúplnost proudění, $\omega = 1$

17.1.2 Součinitel přestupu tepla ze strany vzduchu

Součinitel přestupu tepla konvekcí pro podélné proudění

$$\alpha_{vz} = 0,023 \cdot \frac{\lambda_{vz}}{d} \cdot \left(\frac{w_{vz} \cdot d}{\nu_{vz}} \right)^{0,8} \cdot Pr_{vz}^{0,4} \cdot c_t \quad (17-17)$$

$$\alpha_{vz} = 0,023 \cdot \frac{0,03}{0,0381} \cdot \left(\frac{13 \cdot 0,0381}{0,0000207} \right)^{0,8} \cdot 0,6925^{0,4} \cdot 0,94 = 46,82 W / m^2 K$$

Kde: λ_{vz} , ν_{vz} , Pr_{vz} – vlastnosti vzduchu dle [2], viz Tab. 17.3
 c_t – opravný koeficient [-], dle [1]

Opravný koeficient c_t

$$c_t = \left(\frac{t_{stř}^{vz} + 273,15}{T_z} \right)^{0,5} = \left(\frac{75 + 273,15}{393,85} \right)^{0,5} = 0,94 \quad (17-18)$$

Rychlost proudění vzduchu v ohříváku vzduchu

$$w_{vz} = \frac{V_{vz}}{F_{vz}} \cdot \frac{273,15 + t_{stř}^{vz}}{273,15} = \frac{15,0785}{1,3674} \cdot \frac{273,15 + 75}{273,15} = 13 m / s \quad (17-19)$$

Objemový průtok vzduchu

$$V_{vz} = M_{pv} \cdot \alpha \cdot O_{VZ \min} = 3,516 \cdot 1,3 \cdot 3,2991 = 15,0785 m^3 / s \quad (17-20)$$

Průtočný průřez pro vzduch

$$F_{vz} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot n_{tr} \cdot n_{rad} = \frac{\pi \cdot 0,0381^2}{4} \cdot 40 \cdot 30 = 1,367 m^2 \quad (17-21)$$

17.1.3 Součinitel prostupu tepla pro ohřívák vzduchu

$$k = \xi \cdot \frac{\alpha_{sp} \cdot \alpha_{vz}}{\alpha_{sp} + \alpha_{vz}} = 0,85 \cdot \frac{49,41 \cdot 46,82}{49,41 + 46,82} = 20,434 W / m^2 K \quad (17-22)$$

Kde: ξ – součinitel využití plochy, $\xi=0,85$ dle [1]

17.1.4 Skutečné teplo odebrané spalinám ohřívákem vzduchu

$$Q_{ohv}^{skut} = k \cdot S_{ohv} \cdot \Delta t \cdot 10^{-3} = 20,434 \cdot 553,33 \cdot 91,35 \cdot 10^{-3} = 1032,83 kW \quad (17-23)$$

Skutečná teplosměnná plocha ohříváku vzduchu

$$S_{ohv} = \pi \cdot D \cdot l_e \cdot n_{tr} \cdot n_{rad} = \pi \cdot 0,0445 \cdot 3,4 \cdot 40 \cdot 30 = 553,33 m^2 \quad (17-24)$$

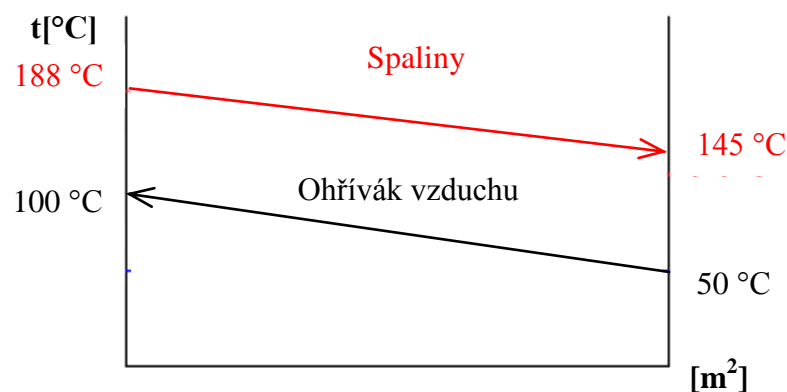
Střední teplotní logaritmický spád

Teploty jsou vyobrazeny na Obr. 17.2.

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{87,79 - 95}{\ln \frac{87,79}{95}} = 91,35^\circ C \quad (17-25)$$

$$\Delta t_1 = t_{sp1}^{ohv} - t_{out}^{vz} = 187,79 - 100 = 87,79^\circ C \quad (17-26)$$

$$\Delta t_2 = t_{sp2}^{ohv} - t_{in}^{vz} = 145 - 50 = 95^\circ C \quad (17-27)$$



Obr. 17.2: Tepelné schéma ohříváku vzduchu

Ideální teplosměnná plocha ohříváku vzduchu

$$S_{ohv}^{id} = \frac{Q_{ohv} \cdot 1000}{k \cdot \Delta t} = \frac{1003,1 \cdot 1000}{20,43 \cdot 91,35} = 537,39 m^2 \quad (17-28)$$

Plocha jedné řady ohříváku vzduchu

$$S_{rada} = \pi \cdot D \cdot l_e \cdot n_{tr} = \pi \cdot 0,0445 \cdot 3,4 \cdot 40 = 18,44 m^2 \quad (17-29)$$

Počet řad ohříváku vzduchu

$$n_{\text{řad}} = \frac{S_{\text{ohv}}^{\text{id}}}{S_{\text{řada}}} = \frac{537,39}{18,44} = 29,14 \Rightarrow 30 \quad (17-30)$$

17.2 Výsledná teplota spalin na výstupu z ohříváku vzduchu**Teplo spalin na vstupu do ohříváku vzduchu**

$$Q_{\text{sp1}} = Q_{\text{sp2}} = 4602,86 \text{ kW viz (16-27)} \quad (17-31)$$

Teplo spalin na výstupu z ohříváku vzduchu

$$Q_{\text{sp2}} = Q_{\text{sp1}} - Q_{\text{ohv}}^{\text{skut}} = 4602,86 - 1032,83 = 3570,033 \text{ kW} \quad (17-32)$$

Entalpie spalin na výstupu z ohříváku vzduchu

$$I_{\text{sp2}} = \frac{Q_{\text{sp2}}}{M_{\text{pv}}} = \frac{3570,033}{3,516} = 1015,424 \text{ kJ / kg} \quad (17-33)$$

Skutečná teplota výstupních spalin na výstupu z ohříváku vzduchu

Vypočteno lineární interpolací pomocí Tab. 3.2, entalpii spalin na výstupu z ohříváku vzduchu odpovídá teplota $t_{\text{sp2}}^{\text{ohv}} = 146,2^\circ\text{C}$. Tato teplota se liší od zvolené teploty (145°C) o $1,2^\circ\text{C}$. Tento výsledek je dostatečně přesný.

18 Kontrola tepelné bilance

Teplo odevzdané všem výhřevným plochám

$$\sum Q_i = \varphi \cdot (I_u - I_{sp2}) = 0,9898 \cdot (12959,505 - 1309,19) = 11531 \text{ kJ / kg} \quad (18-1)$$

Kde: φ – součinitel uchování tepla [-], viz (5-17)

I_u – užitečné teplo uvolněné v ohništi [kJ/kg], viz (5-19)

I_{sp2} – entalpie spalin na výstupu z ekonomizéru [kJ/kg], viz (16-28)

Tepelná bilance

$$\Delta Q = Q_p^p \cdot \eta_k - \sum Q_i \cdot \left(1 - \frac{Z_c}{100}\right) = 12483 \cdot 0,867 - 11531 \cdot \left(1 - \frac{5,79}{100}\right) = -34,1 \text{ kJ / kg} \quad (18-2)$$

Kde: Q_p^p – teplo přivedené do kotle [kJ/kg], viz (4-1)

η_k – tepelná účinnost kotle [-], viz (4-13)

Z_c – ztráta hořlavinou v tuhých zbytcích [%], viz (4-5)

Odchylka tepelné bilance

$$\Delta = \left(\frac{\Delta Q}{Q_p^p}\right) \cdot 100 = \left(\frac{34,1}{12483}\right) \cdot 100 = 0,273\% \quad (18-3)$$

Odchylka tepelné bilance by neměla překračovat hodnotu 0,5 %, dle [1]. V našem případě je odchylka 0,273 % což je dostatečně přesný výsledek.

19 Technický popis kotle

Roštový parní kotel s přirozenou cirkulací vody o výkonu 50 t/h páry, parametry výstupní páry $p=7,5$ MPa, $t=480$ °C. Teplota napájecí vody je 105 °C. Kotel je určen na spolu spalování dřeva a hnědého uhlí v poměru (30/70-uhlí).

Kotel je navržen jako pětítahový. Membránové stěny výparníku tvoří první tři tahy, zbylé dva tahy jsou nechlazené plechové. Prvním tahem je spalovací komora, ve spodní části se nachází rošt, ten je vzduchem chlazený. Proud vzduchu zajišťuje pohazování paliva na rošt. Před samotným dopadem paliva na rošt shoří nejmenší částice již v proudu spalin, zbylé palivo shoří na roštu. Do výsypky popele padá popel z roštu. Jelikož se jedná o kotel s recirkulací popílku, tak za pomoci šnekových dopravníků je vracen zpět do spalovací komory popel z výsypek, které se nachází pod druhým a třetím tahem a čtvrtým a pátým tahem.

Pod rošt je přiváděn primární spalovací vzduch, ten slouží k chlazení roštnic. V přední a zadní stěně spalovací komory je tryskami rozveden v několika úrovních sekundární spalovací vzduch, který zajišťuje dokonalé promísení plamene se vzduchem.

První tah uzavírá mříž, která zároveň spojuje spalovací komoru s druhým tahem. Mříž je tvořena rozvolněnými trubkami membránové stěny. Volný druhý tah slouží ke snížení teploty spalin před přehřívákem. Mezi druhým a třetím tahem se nachází obratová komora. Zde dojde k částečnému odpopílkování spalin, tím se sníží zalepování následných výhřevných ploch. Ve třetím tahu je umístěn přehřívák tři, přehřívák dva a výstupní část přehříváku jedna. K zavěšení přehříváků slouží závěsné trubky, které jsou chlazeny sytou parou z bubny. Ve čtvrtém tahu se nachází vstupní část přehříváku jedna a svazky výstupní části ekonomizéru. V pátém tahu se nachází svazky vstupní části ekonomizéru a ohříváku vzduchu, stejně jako ve čtvrtém tahu jsou zavěšeny na nechlazených závěsech. Hladké trubky, z kterých jsou tvořeny všechny konvekční svazky, jsou uspořádány za sebou z důvodu menšího zanášení.

Ve třetím tahu se nachází průlezy mezi výhřevnými plochami o velikosti 750 mm. Ve čtvrtém a pátém tahu je velikost průřezů 800 mm. Tyto mezery slouží obsluze k lepšímu přístupu, dále jsou zde umístěny parní ofukovače sloužící k čištění konvekčních ploch.

Kotel je samonosný, znamená to, že je postaven na nosnou konstrukci.

20 Závěr

Cílem diplomové práce bylo navrhnout roštový parní kotel s přirozenou cirkulací na spalování směsi dřeva a hnědého uhlí, včetně tepelného výpočtu a dimenzování výhřevných ploch.

Parametry kotle:

- Výkon kotle 50 t/h
- Tlak přehřáté páry 7,5 MPa
- Teplota přehřáté páry 480 °C
- Teplota napájecí vody 105 °C
- Hmotnostní poměr mísení: 30 % dřevo, 70 % hnědé uhlí

Nejdříve jsem si stanovil složení nového vzorku paliva, které vzniklo hmotnostním smísením zadaného paliva dle daného poměru. Pro toto palivo byly spočteny stechiometrické výpočty. Tepelná účinnost byla určena nepřímou metodou pomocí jednotlivých ztrát kotle. Následně byl proveden výpočet spalovací komory a výhřevných ploch. Bylo třeba zapotřebí navrhnout hloubky jednotlivých tahů kotle. Teplosměnné plochy jsem počítal po směru spalin, od spalovací komory až po ohřívák vzduchu, který je na konci kotle. Výpočet svazků se prováděl zvolením teploty spalin na výstupu z výhřevné plochy, poté se vykonala kontrola této teploty a případně došlo k úpravě zvolené teploty. Pro ověření správnosti všech výpočtů jsem na konci diplomové práce určil celkovou bilanci kotle. Odchylka se má pohybovat dle použité literatury v rozmezí 0,5 %, má odchylka vyšla 0,27 %.

Spalování biomasy přináší u kotlů i celou řadu problémů. Je to způsobeno proměnlivostí vlhkosti paliva, obsahu popelovin a výhřevností. Kvůli těmto vlastnostem biomasy dochází k ovlivnění teploty spalin na výstupu z kotle. Tato teplota se kontroluje a reguluje. Dále se musí dát pozor na zanášení výhřevných ploch, to negativně ovlivňuje přestup tepla v kotli. Ochrana spočívá v řazení trubek svazků za sebe, mezi tahy jsou umístěny ofukovače. U kotlů může dojít také ke korozi, například při zvýšeném obsahu chlóru v palivu vznikne chlоровá koroze. V tomto návrhu je počítáno s palivem, které obsahuje pouze 0,006 % chlóru, nemělo by tedy dojít k vážným problémům.

21 Seznam použitých zdrojů

- [1] BUDAJ, Florian. *Parní kotle: Podklady pro tepelný výpočet*. 4., přeprac. vyd. Brno: VUT, 1992, 200 s. Učební texty vysokých škol. ISBN 80-214-0426-4.
- [2] DLOUHÝ, Tomáš. *Výpočty kotlů a spalinových výměníků*. Vyd. 3. V Praze: Nakladatelství ČVUT, 2007, c1999, 212 s. ISBN 978-80-01-03757-7.
- [3] HOLMGREN, Magnus. *X Steam vision 2.6*. Excel Steam Tables
- [4] *Teplárny zastavují spalování biomasy – nevyplatí se jim* [online]. 2013. [cit. 2015-05-10]. Dostupné z: <http://www.allforpower.cz/clanek/teplarny-zastavuji-spalovani-biomasy-nevyplati-se-jim/>
- [5] ANDERT, David, KÁRA, Jaroslav, HUTLA, Petr: Společné spalování biomasy a uhlí. Biom.cz [online]. 2001-12-17 [cit. 2015-05-01]. Dostupné z WWW: <<http://biom.cz/cz/odborne-clanky/spolecne-spalovani-biomasy-a-uhli>>. ISSN: 1801-2655.
- [6] PASTOREK, Zdeněk; KÁRA, Jaroslav; JEVIČ, Petr. *Biomasa : obnovitelný zdroj energie*. Praha : FCC PUBLIC, s.r.o., 2004. 288 s. ISBN 80-86534-06-5.

22 Seznam použitých zkratk a symbolů

a	[m]	Šířka ohniště a jednotlivých tahů
a_{ε}	[-]	Stupeň černosti proudu spalin
a_o	[-]	Stupeň černosti ohniště
a_{pl}	[-]	Efektivní stupeň černosti plamene
a_{st}	[-]	Stupeň černosti povrchu stěn
A^r	[%]	Obsah popela v palivu
b	[m]	Hloubka ohniště
b_2	[m]	Hloubka druhého tahu
b_3	[m]	Hloubka třetího tahu
b_4	[m]	Hloubka čtvrtého a pátého tahu
B_o	[-]	Boltzmanovo číslo
c	[m]	Výška mříže
c_i	[kJ/kgK]	Měrné teplo popílku pro teploty t_i
c_p	[kJ/kgK]	Měrné teplo paliva
c_s	[-]	Opravný součinitel na uspořádání svazku
c_t	[-]	Opravné koeficienty pro podélnou konvekci
c_{su}	[kJ/kgK]	Měrné teplo sušiny paliva
c_w	[kJ/kgK]	Měrné teplo vody
c_z	[-]	Opravný součinitel na počet řad
C_i	[%]	Obsah spalitelných látek v pevných zbytcích
C^r	[%]	Obsah uhlíku v palivu
Cl^r	[%]	Obsah chlóru v palivu
d	[m]	Vnitřní průměr trubky
d_p	[μ m]	Střední efektivní průměr částic popílku
d_e	[m]	Ekvivalentní průměr
d_{zt}	[m]	Vnitřní průměr závěsných trubek
D	[m]	Průměr trubky
D_{zt}	[m]	Průměr závěsných trubek
f	[-]	Parametr respektující podíl vodní páry připadající na 1 Nm ³
F_p	[m ²]	Průtočný průřez pro pracovní médium
F_{sp}	[m ²]	Světlý průřez spalin
F_{SPmin}	[m ²]	Světlý průřez spalin v nejužším místě
F_{st}	[m ²]	Celkový povrch stěn ohniště
$F_{ús}$	[m ²]	Účinná sálavá plocha stěn ohniště
F_v	[m ²]	Průtočný průřez pro vodu
F_{vz}	[m ²]	Průtočný průřez pro vzduch

h	[m]	Výška spalovací komory
H	[m]	Výška dané části
H^r	[%]	Obsah vodíku v palivu
i_1^i	[kJ/kg]	Entalpie pracovního média na vstupu
i_2^i	[kJ/kg]	Entalpie pracovního média na výstupu
i_{in}	[kJ/kg]	Entalpie pracovního média na vstupu
i_p	[kJ/kg]	Fyzické teplo paliva
i_{nv}	[kJ/kg]	Entalpie napájecí vody
i_{out}	[kJ/kg]	Entalpie pracovního média na výstupu
i_{pp}	[kJ/kg]	Entalpie přehřáté páry
i_{skul}^{zt}	[kJ/kg]	Skutečná entalpie páry na vstupu do závěsných trubek
i_{XX}^t	[kJ/Nm ³]	Měrná entalpie složek spalin pro teplotu t
I_o	[kJ/kg]	Entalpie spalin na výstupu z ohniště
I_p	[kJ/kg]	Entalpie popílku ve spalinách
I_u	[kJ/kg]	Užitečné teplo uvolněné ve spalovací komoře
I_{sp2}	[kJ/kg]	Entalpie spalin na výstupu z výhřevných ploch
I_{SPmin}^t	[kJ/kg]	Entalpie minimálního objemu suchých spalin pro teplotu t
I_{SP}^t	[kJ/kg]	Entalpie spalin pro teplotu t
$I_{SP}^{t,\alpha}$	[kJ/kg]	Entalpie spalin pro teplotu t a přebytek vzduchu α
I_{VZmin}^t	[kJ/kg]	Entalpie minimálního množství vlhkého vzduchu pro teplotu t
I_{vz}	[kJ/kg]	Entalpie vzduchu
J	[m]	Výška výsyvky
k	[m ⁻¹ ·MPa ⁻¹]	Součinitel zeslabení sálání
k	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]	Součinitel prostupu tepla
k_k	[-]	Součinitel zeslabení sálání koksovými částicemi
$k_p \cdot \mu$	[m ⁻¹ ·MPa ⁻¹]	Součinitel zeslabení sálání popílkovými částmi
$k_{sp} \cdot r_{sp}$	[m ⁻¹ ·MPa ⁻¹]	Součinitel zeslabení sálání nesvitivými tříatomovými plyny
l_e	[m]	Efektivní délka trubek
L	[m]	Délka závěsných trubek skloněná o 5°
M	[-]	Součinitel
M_p	[kg/s]	Množství paliva přivedeného do kotle
M_{pp}	[kg/s]	Parní výkon kotle
M_{pv}	[kg/s]	Množství paliva skutečně spáleného
M_{vp1}	[kg/s]	Množství vstřiku napájecí vody za přehřívákem 1
M_{vp2}	[kg/s]	Množství vstřiku napájecí vody za přehřívákem 2
n_{had}	[-]	Počet hadů
n_{pat}	[-]	Počet pater ohříváku vzduchu
n_{tr}	[-]	Počet trubek v jedné řadě

n_{rad}	[-]	Počet řad
n_{zt}	[-]	Počet závěsných trubek
N^r	[%]	Obsah dusíku v palivu
O	[m]	Obvod průřezu
O^r	[%]	Obsah kyslíku v palivu
O_{Ar}	[Nm ³ /kg]	Množství argonu ve spalinách
O_{CO_2}	[Nm ³ /kg]	Množství oxidu uhličitého ve spalinách
O_{N_2}	[Nm ³ /kg]	Množství dusíku ve spalinách
O_{SPmin}^S	[Nm ³ /kg]	Minimální množství suchých spalin
O_{SPmin}^V	[Nm ³ /kg]	Minimální množství vlhkých spalin
O_{SO_2}	[Nm ³ /kg]	Množství oxidu siřičitého ve spalinách
$O_{H_2Omin}^S$	[Nm ³ /kg]	Minimální objem vodní páry ve spalinách
$O_{H_2Omin}^V$	[Nm ³ /kg]	Minimální objem vodní páry ve spalovacím vzduchu ke spálení 1 kg paliva
O_{O_2min}	[Nm ³ /kg]	Minimální množství kyslíku ke spálení 1 kg paliva
$O_{sp} \cdot c$	[kJ/kgK]	Střední celkové měrné teplo spalin
O_{SP}^S	[Nm ³ /kg]	Skutečné množství suchých spalin
O_{SP}^V	[Nm ³ /kg]	Skutečné množství vlhkých spalin
O_{VZ}^S	[Nm ³ /kg]	Skutečné množství suchého vzduchu ke spálení 1 kg paliva
O_{VZmin}^S	[Nm ³ /kg]	Minimální množství suchého vzduchu ke spálení 1 kg paliva
O_{VZ}^V	[Nm ³ /kg]	Skutečné množství vlhkého vzduchu ke spálení 1 kg paliva
O_{VZmin}^V	[Nm ³ /kg]	Minimální množství vlhkého vzduchu ke spálení 1 kg paliva
p	[MPa]	Tlak v ohništi
p_1^i	[MPa]	Tlak pracovního média na vstupu
p_2^i	[MPa]	Tlak pracovního média na výstupu
p_{in}	[MPa]	Tlak pracovního média na vstupu
p_{out}	[MPa]	Tlak pracovního média na výstupu
p_{sp}	[MPa]	Parciální tlak tříatomových plynů
Pr_p	[-]	Prandtlovo číslo páry
Pr_{sp}	[-]	Prandtlovo číslo spalin
Pr_{vz}	[-]	Prandtlovo číslo vzduchu
q_s	[kW/m ²]	Průřezové zatížení ohniště
q_v	[kW/m ³]	Objemové zatížení ohniště
Q_c	[kJ/kg]	Celkové potřebné teplo
Q_{ci}	[kJ/kg]	Průměrná výhřevnost spalitelných látek ve zbytcích
Q_{eko}	[kW]	Předběžný tepelný výkon ekonomizéru
Q_i^r	[kJ/kg]	Výhřevnost paliva

Q_{ms}^i	[kW]	Teplo odebrané membránovou stěnou v jednotlivých částech
Q_{vys}	[kW]	Teplo odebrané membránovou stěnou ve výsypce
Q_m	[kW]	Teplo odebrané mříží
Q_2	[kW]	Teplo odebrané druhým tahem
Q_{sp1}	[kW]	Teplo spalin na vstupu do výhřevných ploch
Q_{ohv}	[kW]	Tepelný výkon ohříváku vzduchu
Q_{ohv}^{skut}	[kW]	Skutečné teplo odebrané ohřívákem vzduchu
Q_{sp2}	[kW]	Teplo spalin na výstupu z výhřevných ploch
Q_i	[kW]	Předběžné výkony přehříváků
Q_{eko}^{skut}	[kW]	Skutečné teplo odebrané ekonomizérem
Q_i^{skut}	[kW]	Skutečné teplo odebrané jednotlivými přehříváky
Q_p^P	[kJ/kg]	Teplo přivedené do kotle na 1 kg paliva
Q_s	[kJ/kg]	Množství tepla odevzdaného v ohništi do stěn
$Q_{výp}$	[kW]	Předběžný výkon výparníku
Q_V	[kJ/s]	Výrobní teplo páry
Q_{VZ}	[kJ/kg]	Teplo dodané vzduchem
Q_{zt}	[kW]	Spotřebované teplo závěsnými trubkami
Q_{zt}^i	[kW]	Předběžný tepelný výkon závěsných trubek v částech kotle
r_{H_2O}	[-]	Objemový podíl H ₂ O ve spalinách
r_{RO_2}	[-]	Objemový podíl SO ₂ a CO ₂ ve spalinách
r_{sp}	[-]	Objemový podíl tříatomových plynů ve spalinách
R	[m ²]	Plocha hořící vrstvy paliva na roštu
s	[m]	Účinná tloušťka sálové vrstvy
s_1	[m]	Příčná rozteč
s_2	[m]	Podélná rozteč
S^r	[%]	Obsah síry v palivu
S_a	[m ²]	Plocha přední stěny
S_b	[m ²]	Plocha boční stěny
S_c	[m ²]	Plocha zadní stěny
S_m	[m ²]	Teplosměnná plocha mříže
S_o	[m ²]	Průřez spalovací komory
S_i	[m ²]	Celková plocha výhřevných ploch dané části
S_i^{id}	[m ²]	Ideální plocha daného svazku
S_{ms}^i	[m ²]	Plocha membránových stěn v jednotlivých svazcích
$S_{řada}$	[m ²]	Plocha jedné řady trubek
S_{zt}	[m ²]	Teplosměnná plocha závěsných trubek
t	[m]	Tloušťka stěny trubky

t_1^i	[°C]	Teplota pracovního média na vstupu
t_2^i	[°C]	Teplota pracovního média na výstupu
t_a	[°C]	Adiabatická teplota v ohništi
t_i	[°C]	Teplota popílku v jednotlivých částech kotle
t_{in}^i	[°C]	Teplota pracovního média na vstupu do výhřevných ploch
t_{ko}	[°C]	Teplota na konci ohniště
t_{ko}^{skut}	[°C]	Skutečná teplota na výstupu z ohniště
t_{out}^i	[°C]	Teplota pracovního média na výstupu z výhřevných ploch
t_p	[°C]	Teplota paliva
t_{skut}^{zt}	[kJ/kg]	Skutečná teplota páry na vstupu do závěsných trubek
t_{sp1}^i	[°C]	Teploty spalin na vstupu do výhřevných ploch
t_{sp2}^i	[°C]	Teploty spalin na výstupu z výhřevných ploch
$t_{stř}^i$	[°C]	Střední teploty spalin, vzduchu u výhřevných ploch
$T_{stř}^i$	[K]	Střední teploty spalin u výhřevných ploch
T_z	[K]	Teplota vnějšího povrchu nánosů na trubkách
v_{in}^i	[m ³ /kg]	Měrný objem na vstupu do výhřevných ploch
v_{out}^i	[m ³ /kg]	Měrný objem na výstupu z výhřevných ploch
$v_{stř}^i$	[m ³ /kg]	Střední měrný objem pro jednotlivé výhřevné plochy
V	[m ³]	Objem sálající vrstvy
V_o	[m ³]	Objem spalovací komory
w_p	[m/s]	Rychlost páry
w_{sp}	[m/s]	Rychlost spalin
w_v	[m/s]	Rychlost proudění vody v ekonomizéru
w_{vz}	[m/s]	Rychlost vzduchu
W	[%]	Obsah vody v palivu
x_o	[-]	Poloha maximálního plamene
x_{st}	[-]	Úhlový součinitel osálení
X_i	[%]	Bilance popela v jednotlivých částech kotle
Z_c	[%]	Ztráta mechanickým nedopalem
Z_{ci}	[%]	Ztráta mechanickým nedopalem v jednotlivých částech kotle
Z_f	[%]	Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků
Z_{fi}	[%]	Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků v částech kotle
Z_{co}	[%]	Ztráta chemickým nedopalem
Z_K	[%]	Komínová ztráta
Z_{so}	[%]	Ztráta sdílením tepla do okolí
α	[-]	Součinitel přebytku vzduchu
α_k	[Wm ⁻² K ⁻¹]	Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin

α_p	$[\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}]$	Součinitel přestupu tepla ze strany páry
α_s	$[\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}]$	Součinitel přestupu tepla sáláním
α_c	$[\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}]$	Celkový součinitel přestupu tepla ze strany spalin
α_{vz}	$[\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}]$	Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně vzduchu
χ_1	[-]	Součinitel zohledňující druh paliva
χ_2	[-]	Součinitel zohledňující rošt
Δi_i	$[\text{kJ}/\text{kg}]$	Entalpické spády výhřevných ploch
Δt	$[\text{°C}]$	Teplotní logaritmický spád
Δt_1	$[\text{°C}]$	Teplotní spád
Δt_2	$[\text{°C}]$	Teplotní spád
Δp_i	$[\text{MPa}]$	Tlakové ztráty vyhřevných ploch
ΔQ	$[\text{kJ}/\text{kg}]$	Tepelná bilance
ε_i	[-]	Součinitel zanesení výhřevných ploch
λ_p	$[\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}]$	Součinitel tepelné vodivosti páry
λ_{sp}	$[\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}]$	Součinitel tepelné vodivosti spalin
λ_{vz}	$[\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}]$	Součinitel tepelné vodivosti vzduchu
φ	[-]	Součinitel uchování tepla
ρ_p	[-]	Hustota
η_k	[%]	Tepelná účinnost kotle
η_p	$[\text{kg}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{s}^{-1}]$	Dynamická viskozita
μ	$[\text{g}/\text{m}^3]$	Koncentrace popílku ve spalinách
ν_p	$[\text{m}^2/\text{s}]$	Součinitel kinematické viskozity páry
ν_{sp}	$[\text{m}^2/\text{s}]$	Součinitel kinematické viskozity spalin
ν_{vz}	$[\text{m}^2/\text{s}]$	Součinitel kinematické viskozity vzduchu
ξ	[-]	Součinitel využití plochy ohříváku vzduchu
σ_1	[-]	Poměrná příčná rozteč
σ_2	[-]	Poměrná podélná rozteč
ω	[-]	Součinitel využití, který charakterizuje neúplnost proudění
ψ	[-]	Střední hodnota součinitele tepelné efektivity stěn
ψ	[-]	Součinitel tepelné efektivity stěn
ξ	[-]	Součinitel zanesení stěn ohniště

23 Seznam obrázků

Obr. 3.1: I-t diagram spalin	18
Obr. 5.1: Schéma spalovací komory	22
Obr. 6.1: Vstřík napájecí vody za přehřívákem 2	29
Obr. 6.2: Vstřík napájecí vody za přehřívákem 1	30
Obr. 6.3: Pilový diagram	33
Obr. 7.1: Schéma mříže	34
Obr. 7.2: Tepelné schéma mříže	37
Obr. 8.1: 2. tah	39
Obr. 8.2: Tepelné schéma druhého tahu	43
Obr. 10.1: Výsypka	45
Obr. 10.2: Tepelné schéma výsypky	48
Obr. 10.3: Závěsné trubky	48
Obr. 11.1: Třetí tah - průřez	53
Obr. 11.2: Přehřívák 3	53
Obr. 11.3: Tepelné schéma přehříváku 3	60
Obr. 12.1: Přehřívák 2	63
Obr. 12.2: Tepelné schéma přehříváku 2	69
Obr. 13.1: Přehřívák 1e	73
Obr. 13.2: Tepelné schéma přehříváku 1e	79
Obr. 15.1: Přehřívák 1b, 1c, 1d	84
Obr. 15.2: Tepelné schéma přehříváku 1	88
Obr. 16.1: Ekonomizér	90
Obr. 16.2: Tepelné schéma ekonomizéru	94
Obr. 17.1: Ohřívák vzduchu	95
Obr. 17.2: Tepelné schéma ohříváku vzduchu	99

24 Seznam tabulek

Tab. 2.1: Složení čistého dřeva	14
Tab. 2.2: Složení hnědého uhlí.....	14
Tab. 2.3: Složení nového paliva	14
Tab. 3.1: Měrná entalpie některých složek spalin i'_{xx} [kJ/Nm ³] v závislosti na teplotě [2]	17
Tab. 3.2: Entalpie spalin a vzduchu v závislosti na teplotě	18
Tab. 4.1: Bilance popela v kotli	19
Tab. 5.1: Rozměry spalovací komory	24
Tab. 6.1: Tlakové ztráty teplosměnných ploch	28
Tab. 6.2: Přehled vypočtených hodnot ze strany média.....	32
Tab. 7.1: Parametry mříže	34
Tab. 7.2: Vlastnosti spalin [1]	35
Tab. 8.1: Vlastnosti spalin [1]	40
Tab. 10.1: Rozměry výsyvky	45
Tab. 10.2: Vlastnosti spalin ve výsypce [1]	46
Tab. 10.3: Parametry závěsných trubek	49
Tab. 10.4: Parametry páry v závěsných trubkách výsyvky [3]	49
Tab. 10.5: Vlastnosti páry v závěsných trubkách výsyvky [3]	49
Tab. 11.1: Parametry přehříváku 3	54
Tab. 11.2: Parametry páry v přehříváku 3 [3]	55
Tab. 11.3: Vlastnosti páry v přehříváku 3 [3]	55
Tab. 11.4: Vlastnosti spalin v přehříváku 3 [1].....	58
Tab. 11.5: Parametry páry v závěsných trubkách přehříváku 3 [3]	60
Tab. 11.6: Vlastnosti páry v závěsných trubkách přehříváku 3 [3]	60
Tab. 12.1: Parametry přehříváku 2.....	63
Tab. 12.2: Parametry páry v přehříváku 2 [3].....	64
Tab. 12.3: Vlastnosti páry v přehříváku 2 [3]	65
Tab. 12.4: Vlastnosti spalin v přehříváku 2 [1].....	68
Tab. 12.5: Parametry páry v závěsných trubkách přehříváku 2 [3]	70
Tab. 12.6: Vlastnosti páry v závěsných trubkách přehříváku 2 [3]	70
Tab. 13.1: Parametry přehříváku 1e	73
Tab. 13.2: Parametry páry v přehříváku 1e [3]	74
Tab. 13.3: Vlastnosti páry v přehříváku 1e [3]	75
Tab. 13.4: Vlastnosti spalin v přehříváku 1e [1].....	78
Tab. 13.5: Parametry páry v závěsných trubkách přehříváku 1e [3]	80
Tab. 13.6: Vlastnosti páry v závěsných trubkách přehříváku 1e [3].....	80
Tab. 15.1: Parametry přehříváku 1	84
Tab. 15.2: Parametry páry v přehříváku 1 [3]	85
Tab. 15.3: Vlastnosti páry v přehříváku 1 [3]	86
Tab. 15.4: Vlastnosti spalin v přehříváku 1 [1].....	86
Tab. 16.1: Parametry ekonomizéru	90
Tab. 16.2: Parametry vody v ekonomizéru [3]	91
Tab. 16.3: Vlastnosti spalin v ekonomizéru [1]	92
Tab. 17.1: Parametry ohříváku vzduchu	95
Tab. 17.2: Parametry vzduchu v ohříváku vzduchu [2]	96
Tab. 17.3: Vlastnosti vzduchu v ohříváku vzduchu [2]	96
Tab. 17.4: Vlastnosti spalin v ohříváku vzduchu [1]	97



25 Seznam příloh

Příloha A: Schéma kotle ve formátu A2